

**FR1066038**

**BEST AVAILABLE COPY**

**Patent number:** FR1066038  
**Publication date:** 1954-06-01  
**Inventor:**  
**Applicant:**  
**Classification:**  
**- international:** F02D15/00; F02D15/00;  
**- european:** F02D15/00  
**Application number:** FRD1066038 00000000  
**Priority number(s):**

**Report a data error here**

---

Abstract not available for FR1066038

---

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

**BEST AVAILABLE COPY**

Moteur à combustion interne et procédé d'utilisation de ce moteur.

M. RALPH MILLER résidant aux États-Unis d'Amérique.

Demandé le 31 mai 1951, à 16<sup>h</sup> 16<sup>m</sup>, à Paris.

Délivré le 20 janvier 1954. — Publié le 1<sup>er</sup> juin 1954.

L'invention est relative aux moteurs à combustion interne fonctionnant suivant le cycle à quatre temps.

Le moteur à combustion interne conforme à la présente invention est caractérisé par des moyens qui sont asservis automatiquement aux variations des conditions de fonctionnement du moteur afin de changer le rapport volumétrique.

Suivant une autre caractéristique du moteur à combustion interne conforme à l'invention, ce dernier, qui est du type comprenant au moins : un ensemble cylindre et piston, et un dispositif pour fournir sous pression de l'air de balayage à un orifice de balayage, comporte des moyens pour refroidir cet air avant qu'il atteigne l'orifice de balayage, des moyens pour ouvrir et fermer l'orifice de balayage en un point déterminé du cycle du moteur, et des moyens pour faire varier le temps de fermeture d'un orifice d'échappement en fonction de la variation de la charge entraînée par le moteur.

La présente invention concerne en outre un nouveau cycle d'utilisation d'un moteur à combustion interne du type à allumage automatique, dans lequel on fournit au moteur de l'air pré-comprimé refroidi; ce cycle étant caractérisé par le fait qu'on fait varier le rapport volumétrique (appelé aussi taux de compression) en fonction de la variation de la charge du moteur, on comprime l'air se trouvant dans le moteur à une température suffisante pour enflammer le combustible, on injecte à l'intérieur du cylindre du combustible destiné à la combustion et, finalement, on évacue les produits de la combustion hors du cylindre, en contrôlant la température de l'air se trouvant dans le cylindre avant qu'il soit comprimé en fonction de la variation de la charge entraînée par le moteur.

C'est un fait bien connu que la puissance qui peut être fournie par les moteurs à combustion interne fonctionnant suivant le cycle à quatre temps tels qu'ils sont construits actuellement se trouve limitée par les températures auxquelles ces moteurs peuvent fonctionner sans détériorer

les matériaux dont ils sont construits. Dans la plupart des moteurs, les cylindres contiennent à pleine charge, beaucoup plus d'air qu'il en est nécessaire pour obtenir la combustion complète du combustible, mais si on admettait dans les cylindres une quantité de combustible suffisante pour utiliser complètement l'air disponible à la combustion du combustible, les températures réalisées dans les cylindres seraient si élevées qu'elles détruiraient les moteurs.

Les principes de la présente invention s'appliquent également à un moteur fonctionnant suivant le cycle à deux temps.

Dans un moteur à deux temps, où chaque course descendante du piston est une course motrice et chaque course ascendante du piston est une course de compression, on doit prévoir des moyens spéciaux pour balayer le cylindre à la fin de la course motrice et au commencement de la course de compression: c'est pourquoi, d'ordinaire, dans un moteur à deux temps des moyens sont prévus pour comprimer l'air à une pression effective de, par exemple, 0,215 hnz environ, ce air étant admis au cylindre à la fin de la course motrice quand les orifices d'échappement sont ouverts, en vue d'expulser les produits résiduels de la combustion et de fournir aux cylindres une charge nouvelle d'air pour assurer la combustion au cours de la course suivante.

En pratique réelle, on peut obtenir ce résultat en ménageant un groupe d'orifices d'échappement et d'orifices de balayage dans les parois du cylindre sur des côtés opposés par rapport à l'axe de ce dernier et dans une position voisine du point mort bas du piston, de sorte que lorsque le piston s'approche de l'extrémité inférieure de sa course, les orifices s'ouvrent de telle manière que les gaz d'échappement sortent sur un côté, tandis que l'air de balayage pénètre sur l'autre côté du cylindre, monte le long de la paroi de ce dernier, traverse le fond de cylindre et redescend de l'autre côté pour se diriger vers l'échappement. Aussitôt que le piston se déplace vers le haut pour fermer les orifices, l'échappement

ment et le balayage prennent fin et la phase de compression commence.

Dans un autre mode de réalisation, les orifices de balayage sont disposés autour du cylindre de manière à être découverts par le piston vers la fin de la course motrice, et des soupapes d'échappement sont prévues dans le fond de cylindre, ces dernières s'ouvrant vers la fin de la course motrice pour permettre au produit de la combustion de s'échapper, après quoi les orifices de balayage sont ouverts pour permettre au piston de faire pénétrer l'air de balayage dans le cylindre, la pression régnant dans ce dernier étant tombée au-dessous de la pression de balayage par suite de l'échappement des gaz par les orifices d'échappement. Avant que le piston se soit déplacé vers le haut pour recouvrir les orifices de balayage, les soupapes d'échappement sont fermées et, aussitôt que le piston se déplace vers le haut pour couvrir les orifices de balayage, la phase de compression commence. Ainsi, dans chaque cas, ce qu'on appelle couramment taux de compression est le rapport volumétrique, c'est-à-dire le rapport entre, d'une part, le volume total du cylindre limité à sa partie supérieure par le fond de cylindre et à sa partie inférieure par le piston lorsque les orifices de balayage viennent d'être fermés, et, d'autre part, le volume de l'espace mort restant libre entre le fond de cylindre et le piston à la fin de la course de compression et, dans le moteur de type classique, la phase de compression commence toujours dès la fermeture des orifices de balayage et se continue jusqu'à ce que le piston atteigne l'extrémité supérieure de sa course.

Si, dans ces conditions, on élève la pression de l'air de balayage au-dessus de la valeur usuelle de 0.215 hpz environ pour atteindre une pression plus élevée, le même cycle se reproduit, mais la température et la pression régnant à la fin de la course de compression s'élèvent très rapidement et atteignent bientôt des valeurs que le moteur ne peut pas supporter. Il est exact qu'une augmentation de la pression de compression accroît la puissance du moteur, mais cette propriété est limitée par la possibilité du moteur et, en particulier, des segments de piston, du piston et des soupapes, de résister aux températures et aux pressions excessives.

Si on élève la pression de l'air de balayage et qu'on refroidisse cet air avant qu'il atteigne le moteur, de telle sorte que la température au commencement de la course de compression se trouve abaissée, il est possible d'obtenir à la fin de la course de compression une pression et une température plus basses, mais, malheureusement, dans de nombreuses circonstances pour lesquelles l'air ambiant se trouve à une température élevée

et l'eau de refroidissement à une température relativement élevée, cet effet de refroidissement réciproque ne suffit pas pour abaisser suffisamment la température à la fin de la course de compression si l'on conserve les relations volume-pression classiques.

C'est pourquoi, conformément à la présente invention, on élève la pression de balayage et on refroidit l'air envoyé sous pression avant qu'il atteigne le moteur, tout en réduisant le rapport volumétrique.

L'invention est illustrée de façon plus ou moins schématique sur les dessins annexés, dans lesquels :

La fig. 1 est une vue en coupe partielle d'un moteur fonctionnant suivant le cycle à quatre temps du type Diesel ou à injection de combustible, auquel les perfectionnements objet de la présente invention peuvent être appliqués;

La fig. 2 est un schéma montrant le calage des soupapes dans un moteur perfectionné conformément à la présente invention;

La fig. 3 est une partie d'un diagramme pression-volume montrant le fonctionnement d'un moteur perfectionné conformément à la présente invention;

La fig. 4 est une vue analogue à la fig. 1, mais représentant un moteur fonctionnant suivant le cycle à quatre temps auquel les perfectionnements conformes à la présente invention peuvent être appliqués;

Les fig. 5 et 6 montrent schématiquement le calage des soupapes réalisé conformément à la présente invention pour des cycles avec et sans balayage respectivement;

La fig. 7 est un diagramme pressions-volumes correspondant au cycle avec balayage relatif au schéma de calage des soupapes représenté sur la fig. 5;

La fig. 8 est un diagramme pressions-volumes montrant comment on peut augmenter la puissance d'un moteur fonctionnant conformément à la présente invention, par rapport aux moteurs actuels;

La fig. 9 est un diagramme températures-volumes montrant les températures comparées régnant dans le moteur fonctionnant conformément à l'invention et dans les moteurs de type actuels;

La fig. 10 est une coupe partielle schématique d'une variante d'appareil utilisé pour la mise en œuvre de l'invention;

La fig. 11 est un graphique représentant les relations existant entre les pressions et les températures dans la variante représentée sur la fig. 10;

La fig. 12 est un graphique montrant l'allure

de la courbe de compression de la variante représentée sur la fig. 10;

La fig. 13 est une coupe verticale d'un moteur perfectionné conformément à l'invention;

La fig. 14 est une coupe d'un autre mode de réalisation du dispositif;

La fig. 15 représente schématiquement les diverses étapes du fonctionnement d'un moteur conforme à l'invention lorsque ce dernier fonctionne à vide;

La fig. 16 représente schématiquement le fonctionnement de ce moteur à pleine charge;

La fig. 17 est un schéma montrant le fonctionnement du moteur conforme à l'invention lorsque le balayage s'y fait par brassage;

La fig. 18 est un diagramme de compression;

La fig. 19 montre un mécanisme de commande de soupapes pour les soupapes d'échappement 105;

La fig. 20 est une vue en plan de la fig. 19;

Et la fig. 21 représente schématiquement le déplacement de la soupape.

Sur la fig. 1 est représenté un cylindre typique d'un moteur fonctionnant à quatre temps, du type Diesel, auquel peuvent être appliqués les perfectionnements objet de la présente invention. Dans le cylindre de moteur 10 représenté sur cette figure, un piston 11 se déplace d'un mouvement alternatif. Dans le fond de cylindre 12 sont disposées de la manière usuelle une soupape d'admission 14 et une soupape d'échappement 15. Ces soupapes peuvent être commandées de toute manière convenable, par exemple par des mécanismes à cames, non représentés, pour établir et pour interrompre la communication avec le cylindre et l'orifice d'admission 16 et l'orifice d'échappement 17, respectivement. Les soupapes 14 et 15 peuvent être maintenues en position fermée par les ressorts usuels ou d'autres moyens, non représentés. L'orifice d'admission 16 est relié à une canalisation qui peut être alimentée en air au moyen d'un compresseur ou pompe 19 de type quelconque convenable, l'air passant de la pompe à la canalisation traversant de préférence un refroidisseur d'air 20.

Dans l'emploi du moteur décrit ici, on préfère assurer la compression au moyen d'un ventilateur ou pompe 19, bien qu'on n'ait pas l'intention de limiter la présente invention à l'utilisation d'un compresseur. De préférence, toutefois, on comprime l'air à une pression sensiblement supérieure à celle employée ordinairement dans les moteurs de ce type. L'élévation de la pression de l'air provoque une augmentation correspondante de la température de l'air, et, si l'on fait fonctionner le moteur avec une pression d'admission supérieure à celle utilisée ordinairement,

l'air débité par la pompe 19 se trouve à une température bien supérieure à celle de l'air comprimé aux pressions fournies ordinairement par le compresseur, disposition qui permet à son tour de retirer une quantité considérable de chaleur de l'air utilisé pour la compression. Par exemple, sur des locomotives où on utilise l'atmosphère extérieure pour refroidir l'air du compresseur, la température extérieure permet d'enlever une quantité considérable de chaleur s'il existe une différence suffisante de température entre l'atmosphère et l'air comprimé fourni par le compresseur. Les avantages résultant d'une compression effectuée à des pressions plus élevées que celles employées ordinairement seront expliqués ci-après de façon plus détaillée.

Conformément à l'invention, après la course d'échappement, on ouvre la soupape d'admission pour admettre de l'air dans le cylindre. Ordinairement, la soupape d'admission reste ouverte sensiblement pendant toute la course d'admission du moteur, alors que, conformément à l'invention, la soupape d'admission se ferme avant que le piston atteigne la position correspondant au point mort inférieur de la course d'admission. En conséquence, après que la soupape d'admission est fermée, la charge contenue dans le cylindre se détend, ce qui diminue la pression et la température de cette charge. Il en résulte qu'au commencement de la course de compression, l'air se trouve à une pression et à une température plus basses que pendant la première partie de la course d'admission. Le diagramme de calage des soupapes représenté sur la fig. 2 montre que la soupape d'admission est fermée en *c* et, par conséquent, entre *c* et *e*, la charge contenue dans le cylindre se détend et se refroidit. De *e* à *f*, on comprime la charge contenue dans le cylindre par suite de la course ascendante du piston et l'allumage a lieu en un point situé au voisinage de l'extrémité de la course de compression. Les gaz brûlés chassent alors le piston vers le bas au cours de la course motrice et la soupape d'échappement s'ouvre approximativement en *d* et reste ouverte de *d* à *b* comme indiqué par l'arc *s*. La soupape d'admission s'ouvre en *a* et le balayage a lieu de *a* à *b*. Ensuite la soupape d'échappement se ferme en *b*, la soupape d'admission reste ouverte jusqu'en *c* et le cycle se répète. L'arc *t* indique la partie du cycle dans laquelle la soupape d'admission 14 reste ouverte.

Si l'on considère d'abord la course motrice du moteur, la pression des gaz qui règne dans le cylindre tombe suivant la ligne *a* (fig. 3) au cours de la course descendante du piston du moteur. Avant d'atteindre le point mort bas *e*, la soupape d'échappement 15 s'ouvre en *d*

de la courbe de compression de la variante représentée sur la fig. 10;

La fig. 13 est une coupe verticale d'un moteur perfectionné conformément à l'invention;

La fig. 14 est une coupe d'un autre mode de réalisation du dispositif;

La fig. 15 représente schématiquement les diverses étapes du fonctionnement d'un moteur conforme à l'invention lorsque ce dernier fonctionne à vide;

La fig. 16 représente schématiquement le fonctionnement de ce moteur à pleine charge;

La fig. 17 est un schéma montrant le fonctionnement du moteur conforme à l'invention lorsque le balayage s'y fait par brassage;

La fig. 18 est un diagramme de compression;

La fig. 19 montre un mécanisme de commande de soupapes pour les soupapes d'échappement 105;

La fig. 20 est une vue en plan de la fig. 19;

Et la fig. 21 représente schématiquement le déplacement de la soupape.

Sur la fig. 1 est représenté un cylindre typique d'un moteur fonctionnant à quatre temps, du type Diesel, auquel peuvent être appliqués les perfectionnements objet de la présente invention. Dans le cylindre de moteur 10 représenté sur cette figure, un piston 11 se déplace d'un mouvement alternatif. Dans le fond de cylindre 12 sont disposées de la manière usuelle une soupape d'admission 14 et une soupape d'échappement 15. Ces soupapes peuvent être commandées de toute manière convenable, par exemple par des mécanismes à cames, non représentés, pour établir et pour interrompre la communication avec le cylindre et l'orifice d'admission 16 et l'orifice d'échappement 17, respectivement. Les soupapes 14 et 15 peuvent être maintenues en position fermée par les ressorts usuels ou d'autres moyens, non représentés. L'orifice d'admission 16 est relié à une canalisation qui peut être alimentée en air au moyen d'un compresseur ou pompe 19 de type quelconque convenable, l'air passant de la pompe à la canalisation traversant de préférence un refroidisseur d'air 20.

Dans l'emploi du moteur décrit ici, on préfère assurer la compression au moyen d'un ventilateur ou pompe 19, bien qu'on n'ait pas l'intention de limiter la présente invention à l'utilisation d'un compresseur. De préférence, toutefois, on comprime l'air à une pression sensiblement supérieure à celle employée ordinairement dans les moteurs de ce type. L'élévation de la pression de l'air provoque une augmentation correspondante de la température de l'air, et, si l'on fait fonctionner le moteur avec une pression d'admission supérieure à celle utilisée ordinairement,

l'air débité par la pompe 19 se trouve à une température bien supérieure à celle de l'air comprimé aux pressions fournies ordinairement par le compresseur, disposition qui permet à son tour de retirer une quantité considérable de chaleur de l'air utilisé pour la compression. Par exemple, sur des locomotives où on utilise l'atmosphère extérieure pour refroidir l'air du compresseur, la température extérieure permet d'enlever une quantité considérable de chaleur s'il existe une différence suffisante de température entre l'atmosphère et l'air comprimé fourni par le compresseur. Les avantages résultant d'une compression effectuée à des pressions plus élevées que celles employées ordinairement seront expliqués ci-après de façon plus détaillée.

Conformément à l'invention, après la course d'échappement, on ouvre la soupape d'admission pour admettre de l'air dans le cylindre. Ordinairement, la soupape d'admission reste ouverte sensiblement pendant toute la course d'admission du moteur, alors que, conformément à l'invention, la soupape d'admission se ferme avant que le piston atteigne la position correspondant au point mort inférieur de la course d'admission. En conséquence, après que la soupape d'admission est fermée, la charge contenue dans le cylindre se détend, ce qui diminue la pression et la température de cette charge. Il en résulte qu'au commencement de la course de compression, l'air se trouve à une pression et à une température plus basses que pendant la première partie de la course d'admission. Le diagramme de calage des soupapes représenté sur la fig. 2 montre que la soupape d'admission est fermée en *c* et, par conséquent, entre *c* et *a*, la charge contenue dans le cylindre se détend et se refroidit. De *a* à *f*, on comprime la charge contenue dans le cylindre par suite de la course ascendante du piston et l'allumage a lieu en un point situé au voisinage de l'extrémité de la course de compression. Les gaz brûlés chassent alors le piston vers le bas au cours de la course motrice et la soupape d'échappement s'ouvre approximativement en *d* et reste ouverte de *d* à *b* comme indiqué par l'arc *s*. La soupape d'admission s'ouvre en *a* et le balayage a lieu de *a* à *b*. Ensuite la soupape d'échappement se ferme en *b*, la soupape d'admission reste ouverte jusqu'en *c* et le cycle se répète. L'arc *t* indique la partie du cycle dans laquelle la soupape d'admission 14 reste ouverte.

Si l'on considère d'abord la course motrice du moteur, la pression des gaz qui règne dans le cylindre tombe suivant la ligne *a* (fig. 3) au cours de la course descendante du piston du moteur. Avant d'atteindre le point mort bas *a*, la soupape d'échappement 15 s'ouvre en *d*

(fig. 2), ce qui provoque une chute de pression de la courbe  $g$  (fig. 3) jusqu'à la ligne  $P_0$  qui correspond à la contre-pression régnant dans la canalisation d'échappement. Au cours de la course ascendante du piston, les gaz d'échappement sont expulsés par la soupape d'échappement et, au point  $a$  (fig. 3), la soupape d'admission s'ouvre et, de  $a$  à  $b$  (fig. 2 et 3), les soupapes d'admission 14 et d'échappement 15 se trouvent toutes deux ouvertes en même temps. Cette période est celle de balayage pendant laquelle l'air envoyé sous pression du compresseur ou ventilateur 19 s'écoule dans le cylindre au-dessus du piston et chasse, par la soupape d'échappement 15, les gaz d'échappement qui restent dans l'espace mort. Au point  $b$  (fig. 2 et 3), la soupape d'échappement se ferme alors que la soupape d'admission reste ouverte, de sorte que l'air venant de la pompe ou compresseur 19 élève rapidement la pression régnant dans le cylindre jusqu'à la pression  $P_2$ , qui est la pression maintenue dans le collecteur 18.

La course descendante du piston de  $b$  en  $c$  (fig. 2) est également une course motrice, puisque la pression  $P_2$  est supérieure à la pression qui s'exerce sur la face inférieure du piston 11. Au point  $c$ , lorsqu'on approche de la fin de la course d'admission, la soupape d'admission 14 se ferme pour interrompre l'alimentation en air en provenance du collecteur 18, et cela pendant tout le reste de la course du piston, l'air se trouvant dans le cylindre se détendant polytropiquement de  $c$  à  $e$  pour passer de la pression  $P_2$  à la pression  $P_1$ . Lorsque le piston se déplace vers le haut au cours de la course suivante, de  $e$  à  $f$  (fig. 2), la charge d'air se trouve comprimée suivant la ligne de pression  $h$  (fig. 3). L'extrémité supérieure du diagramme pressions-volumes n'est pas représentée sur la fig. 3. La combustion a lieu à la fin de la course de compression et la pression descend au cours de la course motrice suivante, comme l'indique la ligne de pression  $g$  (fig. 3).

Bien que le fait de fermer la soupape d'admission avant l'achèvement de la course d'admission constitue le mode d'application préféré de la présente invention à un moteur, tout autre moyen permettant de détendre ou d'abaisser la pression régnant dans la charge contenue dans les cylindres du moteur peut être utilisé avec succès.

Par exemple, la soupape d'échappement ou la soupape d'admission peut être ouverte pendant une courte période au cours de la course de compression, ou bien l'on peut prévoir une autre soupape qui peut être ouverte assez longtemps pour produire la réduction désirée de la pression régnant dans le cylindre.

Au cours de chaque cycle, les gaz qui se trouvent dans le cylindre d'un moteur traversent un domaine de températures très étendu. La température la plus basse est atteinte au commencement de la course de compression ou pendant la course d'admission. Elle peut être de l'ordre de 93 °C environ. Au cours de la course de compression, cette température s'accroît progressivement pour atteindre la température finale.

$$T_2 = T_1 \times (V_1/V_2)^{n-1}$$

formule dans laquelle  $T_1$  est la température de la charge contenue dans le cylindre au commencement de la course de compression,  $V_2$  est le volume de l'espace mort au fond de cylindre,  $V_1$  la somme de la cylindrée augmentée du volume  $V_2$  et  $n$  le coefficient polytropique. La température maximum de la combustion est fonction du combustible brûlé par masse unitaire d'air et, par conséquent, croît comme la pression effective moyenne. Dans le diagramme théorique, qui ne considère pas que la combustion puisse se prolonger au-delà de la durée prévue, la température régnant pendant la course de détente suit une courbe correspondant à une détente polytropique, et la température moyenne régnant au cours de cette course augmente avec la température finale de combustion, qui est également la température initiale de la période de détente.

On peut démontrer que les températures régnant au cours des phases de compression, de combustion et de détente du cycle pour n'importe quelle charge et n'importe quel rendement de cycle donnés sont intégralement fonction de la température initiale de compression. Ainsi donc, si l'on abaisse la température initiale de compression, toutes les températures du cycle se trouvent abaissées.

Il en résulte qu'un moteur donné, conçu pour résister à une certaine température maximum de combustion, fournira, à ces mêmes températures, une pression effective moyenne plus élevée que si l'on abaisse la température de compression.

C'est un fait bien connu que, lorsqu'on comprime de l'air adiabatiquement, sa température s'élève, l'élévation de température étant fonction du rapport volumétrique et du coefficient polytropique de l'air. Ainsi, lorsque le compresseur fournit au moteur de l'air sous une pression effective d'environ 0.357 hpz, la température de l'air à la sortie du compresseur, qui est également le côté admission du moteur, se trouve augmentée d'environ 36 °C au-dessus de la température d'admission dans le compresseur. La charge d'air admise dans le cylindre du moteur est par conséquent à une température de 36 °C plus élevée que la charge d'air admise dans un mo-

teur sans compresseur; si l'on admet que la température ambiante est d'environ 21 °C, la température de l'air admis est d'environ 36 °C + 21 °C, soit 57 °C environ. Pour une pression effective moyenne normale mesurée au frein, avec et sans compresseur, toute augmentation d'un degré de la température de l'air d'admission augmente la température moyenne du cycle d'environ un degré. Ainsi, alors qu'une augmentation de la pression d'air dans le collecteur d'admission permet d'augmenter la pression effective moyenne approximativement dans le même rapport que la pression absolue régnant dans le collecteur pour la même température moyenne du cycle, et par conséquent le même bilan thermique pour le moteur que dans le cas d'un moteur sans compresseur, l'augmentation de la température régnant dans le collecteur par suite de la compression de l'air a, comme il a été expliqué, l'effet opposé et la pression effective moyenne est inversement proportionnelle à la température régnant dans le collecteur d'admission pour une température moyenne du cycle constante.

Le rendement par unité de volume d'un moteur sure comprimé peut, par conséquent, être considérablement augmenté si l'on refroidit l'air fourni par le compresseur entre ce dernier et la soupape d'admission du moteur. Lorsqu'on dispose d'eau froide, on peut facilement réaliser ce refroidissement en faisant passer l'air par un échangeur de température classique à tubes d'air et eau.

Si la température de la charge d'air au point c, lorsque la soupape d'admission 14 se ferme, est égale à  $T_2$ , la température, à la fin de la course, lorsque la pression est égale à  $P_2$ , est alors :

$$T_1 = T_2 \times (P_1/P_2)^{\frac{k-1}{k}}$$

dans laquelle  $k$  est le coefficient polytropique.

La pression effective de surcompression à la fin de la détente qui va de c à e est égale à  $P_1$ , qui est la pression de compression initiale.

Si le moteur avait été sure comprimé à la pression  $P_1$  de la manière usuelle en réalisant cette pression dans le collecteur 16, la température  $T_1$ , au commencement de la phase de compression, aurait été :

$$T_1 = T_{atm} \times (P_1/P_{atm})^{\frac{k-1}{k}}$$

les valeurs  $T_{atm}$  et  $P_{atm}$  étant respectivement les température et pression atmosphériques. Cette température est trop basse aux pressions normalement utilisées pour permettre un refroidissement effectif entre le compresseur et le collec-

teur. Par exemple, si la pression à la sortie du compresseur est d'environ 0,357 hpz, la température serait d'environ 68,3 °C (pour une température atmosphérique d'environ 32,2 °C) et, dans la plupart des cas, on pourrait difficilement refroidir au-dessous de 51,7 °C environ, c'est-à-dire de réaliser un abaissement d'environ 17 °C.

Conformément à la présente invention, on élève la pression régnant dans le collecteur jusqu'à une valeur supérieure à la pression finale de surcompression  $P_1$ . De cette manière, l'air se trouve chauffé à une température plus élevée dans le compresseur et la marge de refroidissement est ainsi plus étendue.

Par exemple, la pression effective à la sortie du ventilateur peut être d'environ 1,291 hpz; ce qui donnerait une température d'environ 135 °C. On peut facilement abaisser la température de cet air à environ 52 °C. La détente, qui fait passer la pression effective de 1,291 hpz environ, au point c, à une pression de 0,359 hpz environ, au point e, donne, à la fin de la détente une température d'environ 25,6 °C.

Dans cet exemple, la température  $T_1$  correspondant à la pression  $P_1$  au commencement de la course des compressions s'est trouvée abaissée de 68 °C environ à 26 ou 25 °C environ en refroidissant le collecteur pour ramener seulement sa température à environ 52 °C. On peut démontrer que la température correspondant à la pression  $P_1$  se trouve abaissée d'un certain nombre de °C donné par la formule :

$$tc \times (1 - P_1/P_2)^{0,283}$$

formule dans laquelle  $tc$  est la température régnant dans le cylindre au commencement de la détente, au point c (fig. 3);  $P_2$  la pression au point e; et  $P_1$  une pression qui varie de 8,251 hpz environ — valeur normale en cas d'absence de refroidissement — à 10,045 hpz environ, pression effective moyenne calculée d'après l'essai au frein, sans augmenter la fuite des calories vers les chemises d'eau. Ces valeurs ne tiennent pas compte du travail effectué pendant la course d'admission.

Le cycle pour moteur à combustion interne proposé conformément à la présente invention constitue bien une nouveauté puisque la course d'admission devient une course motrice et une course de détente. On peut élever la pression régnant dans le collecteur jusqu'à toute valeur désirée quelconque et on peut choisir toute valeur désirée quelconque pour le rapport de détente  $P_1/P_2$ , en réglant le point de fermeture de la soupape d'admission.

Par exemple, on peut admettre de l'air à 7,175 hpz environ qu'on refroidit à 176,7 °C

avant son entrée dans le collecteur. Si l'on désire faire fonctionner le moteur sous une pression effective de 0,359 hpz environ à la sortie du compresseur, la fermeture de la soupape d'admission doit se produire à environ 60° après le point mort haut. La détente qui fait passer la pression de  $P_2$  à  $P_1$  correspond alors à une chute de la pression effective de 8,251 hpz environ à 1,412 hpz environ et la température finale correspondant à la pression  $P_1$  au commencement de la course de compression serait d'environ 283 °C abs. (10 °C).

Ce cycle à haute pression augmenterait la puissance fournie par le moteur, pourvu que la pression de 7,175 hpz environ soit fournie par une source extérieure au moteur. Ce cycle à haute pression présente en outre l'avantage que le refroidissement de l'air a lieu à température élevée, ce qui permet de réduire la dimension du réfrigérateur d'air. Avec une pression d'admission de 7,175 hpz environ, la course d'admission produit une pression effective moyenne d'environ 4,66 hpz. Si, par refroidissement, l'on abaisse la température de compression initiale jusqu'à 10 °C, on peut réaliser une pression effective moyenne de 11,472 hpz environ pour la course motrice. On voit ainsi qu'un moteur à quatre temps utilisant les dispositions conformes à la présente invention peut supporter une charge équivalant à une pression effective calculée d'après un essai au frein d'environ 16,132 hpz sans dépasser la tension thermique imposée à un moteur fonctionnant sans compresseur sous une pression effective moyenne calculée d'après un essai au frein d'environ 5,378 hpz.

Dans le moteur perfectionné conforme à la présente invention, si, par exemple, on l'alimente à l'aide d'un compresseur fournissant une pression de 0,359 hpz, au commencement de la course de compression et par suite de la détente de la charge pendant la course d'admission, la pression de balayage est supérieure à cette pression d'une quantité telle que le balayage peut s'effectuer efficacement contre la contre-pression moyenne d'échappement existant dans une canalisation d'échappement dans laquelle débouche l'échappement de tous les cylindres d'un moteur polycylindrique.

Suivant une caractéristique propre aux compresseurs entraînés par une turbine à gaz, plus la pression est élevée, plus grande est la différence existant entre la pression à la sortie du compresseur et la pression des gaz admis à la turbine, pression qui est égale à la contre-pression d'échappement. Ainsi, quand la pression effective à la sortie du compresseur est de 0,358 hpz environ, la contre-pression effective d'échappement peut être de 0,251 hpz environ.

Avec le même rendement de turbo-compresseur, la contre-pression effective d'échappement sera de 9,97 hpz environ, quand on augmente la pression à la sortie du compresseur jusqu'à la valeur de 1,326 hpz environ. La différence entre les pressions régnant dans le collecteur d'air et dans le collecteur d'échappement, respectivement, a augmenté de 0,107 à 0,330 hpz environ.

Au fur et à mesure que la charge diminue, on diminue la quantité de combustible injecté, et la température à l'échappement tombe, ce qui entraîne une diminution de la vitesse de la turbine, et la pression à la sortie du compresseur suit la courbe de pression d'air à l'admission dans le collecteur (fig. 12). Lorsque la pression tombe de cette manière, la température de l'air diminue également. Si elle est, par exemple, de 137,8 °C environ à pleine charge quand la pression est de 1,290 hpz environ, cette température n'est que de 82,2 °C environ à demi-charge quand la pression est de 0,573 hpz environ. Ainsi, si l'échangeur de température assurant le refroidissement est réglé pour la pleine charge, la température de compression est trop basse quand la charge se trouve réduite.

C'est pourquoi, conformément à la présente invention, des moyens sont prévus pour contrôler automatiquement le refroidissement en réduisant la diminution de pression par détente dans le cylindre au cours de la course d'admission en fonction de la variation de la charge.

Par exemple, comme représenté sur la fig. 12, la soupape d'admission se ferme à 42° avant le point mort bas, ce qui amène une détente de 1,290 hpz environ à 0,574 hpz environ, la chute de température en résultant étant de 33,3 °C environ. La fermeture de la soupape d'admission est retardée progressivement et automatiquement jusqu'à la position correspondant approximativement à la demi-charge et, pour toutes les charges inférieures, le cylindre se remplit complètement d'air et le moteur fonctionne sans baisse de pression par détente ou de température.

Bien qu'on préfère utiliser cette méthode consistant à contrôler et à faire varier le refroidissement de la détente interne, on peut également contrôler la marche du moteur conforme à la présente invention en faisant varier automatiquement le taux de compression ou rapport volumétrique en fonction de la charge. On arrive à ce résultat en maintenant ouverte la soupape d'admission pendant toute la course d'admission et pendant une partie de la course de compression suivante. Ensuite, pendant la même course, la soupape d'admission se ferme automatiquement, la charge et la pression d'air dans le collecteur s'élevant simultanément



A pleine charge, la pression effective de l'air du compresseur peut être de 1,290 hpz environ, comme dans l'exemple précédent. L'air qui remplit le cylindre se trouve à cette pression et lorsque le piston commence sa course ascendante, la soupape d'admission ou la soupape d'échappement, ou autres orifices contrôlés par soupape, restent ouverts, ce qui permet d'expulser une partie de la charge se trouvant dans le cylindre. En un certain point de la course ascendante, toutes les soupapes du cylindre se ferment et la phase de compression commence. Ceci peut, par exemple, avoir lieu en un point où le rapport volumétrique est réduit à 10.

La pression de compression est alors de 50,19 hpz environ et la température d'environ 784 °C abs. Cette pression et cette température sont les mêmes qu'on obtient quand la soupape d'admission se ferme avant le point mort bas de manière à détendre l'air d'une pression de 1,290 hpz environ à une pression de 0,574 hpz environ, lorsque la compression commence au point mort bas.

Au fur et à mesure que la charge est réduite et que la pression de l'air sortant du compresseur diminue, la soupape d'admission est obligée de se fermer plus tôt, ce qui fait que le taux de compression ou rapport volumétrique augmente au fur et à mesure que la pression de l'air venant du compresseur diminue. Il s'ensuit donc que, dans un domaine étendu de charges, le taux de compression combiné de l'ensemble compresseur et moteur est sensiblement constant, de sorte que la pression et la température de l'air se trouvant dans le cylindre à la fin de la course de compression restent également inchangées pour un domaine étendu de charges.

Les directions suivant lesquelles s'exerce la pression de l'air admis dans le cylindre pendant les courses d'admission et de compression se trouvent représentées sur la fig. 12. Dans cet exemple, le compresseur fournit au cylindre de l'air sous une pression de 1,290 hpz environ. Quand la soupape d'admission est réglée pour se fermer avant le point mort bas, la pression s'exerce suivant le trajet ABCDI. La phase de compression commence lorsque la pression atteint le point C, et cette pression atteint la valeur I à la fin de la course. Quand on réduit la charge et que la pression tombe, par exemple à 1,362 hpz environ, la pression s'exerce dans le sens GCDI. La phase de compression commence au même point qu'à pleine charge et la pression de compression atteint le point I comme précédemment. Lorsque la soupape d'admission est réglée pour se fermer en divers points situés après le point mort bas de manière à régler le rapport volumétrique en raison de la charge im-

posée au moteur, la pression s'exerce suivant le trajet AEFDI. Une partie de gaz admis se trouve reportée de E à F, de telle sorte que la pression I, qu'on désire obtenir pour la compression, est atteinte.

Lorsque la charge est réduite et que la pression tombe, par exemple à 0,717 hpz environ, la pression s'exerce suivant le trajet GHDI, la pression I qu'on désire obtenir pour la compression étant atteinte en reportant une petite quantité des gaz admis en fermant plus tôt la soupape d'admission au cours de la course ascendante.

Pour toutes les charges imposées au moteur, lorsque la pression régnant dans le collecteur d'air est plus grande que la pression en C, les pression et température de compression sont sensiblement constantes. Il en résulte un rendement thermique élevé et une accélération rapide du moteur sans production de fumées.

Dans la variante de moteur représentée sur la fig. 10, la soupape d'échappement 15 permet aux produits de la combustion de traverser le conduit 17, le collecteur 50, le conduit 51 et, par le rotor 52, de la turbine fonctionnant sur les gaz d'échappement, l'orifice d'échappement 53. Le rotor de turbine 52 entraîne l'arbre 54 qui, à son tour, entraîne le rotor 55 du compresseur, amenant de l'air dans le moteur, suivant la direction des flèches, faisant passer cet air à l'intérieur de l'enveloppe du compresseur ou ventilateur 57 et, de là, par le collecteur 58, au conduit d'admission 16 dont la soupape d'admission 14 peut être ouverte ou fermée dans des conditions qui seront décrites ci-après.

La soupape d'admission 14, comportant un ressort 59, une tige-poussoir réglable 60, un levier culbuteur 61, une tige de commande de culbuteur 62 et un galet suiveur de came 63, est actionnée par la came 64 montée sur l'arbre à cames 65 entraîné par le vilebrequin par l'intermédiaire d'un organe de liaison approprié quelconque. Dans ce cas, c'est sur le calage de la soupape d'admission que s'exerce la commande automatique qui modifie le degré de refroidissement appliqué pour modifier la détente interne provoquée dans le moteur afin de contrôler les caractéristiques de la phase d'admission. On modifie le calage de la soupape d'admission par un déplacement angulaire suivant l'angle A-C du galet suiveur 63 par rapport à l'axe de l'arbre 65.

Le mécanisme permettant d'obtenir ce résultat dépend, dans l'exemple choisi, de la pression de l'air fourni par le turbo-ventilateur qui dépend à son tour de la température d'échappement, celle-ci dépendant elle-même de la charge appliquée au moteur. Le conduit 66 réunit l'enve-

loppe 57 du ventilateur au cylindre 67. Dans le cylindre 67 se trouve un piston 68 sollicité vers le haut par le ressort 69. Un tampon 70, placé dans le cylindre, limite la course ascendante du piston 68. Un manchon 72 guide la tige de piston 71. C'est la pression atmosphérique qui s'exerce sur la face inférieure du piston 68. L'axe de pivotement situé à l'extrémité inférieure de la tige de piston 71 coopère avec une rainure 74 pratiquée dans le levier coudé 75. Le levier 75 pivote en 76 sur l'élément de liaison 77 qui, à son tour, pivote sur une tige de commande des soupapes 78 portant des soupapes de piston équilibrées 79 et 80 logées dans le boîtier cylindrique de soupapes 81. Les tuyaux 82 font communiquer les extrémités supérieure et inférieure du boîtier de soupapes avec l'atmosphère. La tige de commande des soupapes 78 traverse dans ses déplacements un presse-étoupe 83. Le tuyau 84 est relié au système de graissage du moteur et il est soumis à la pression régnant dans ce système de graissage. Il aboutit au boîtier cylindrique 81. Un tuyau 85 contrôlé par la face de la soupape 80 met en communication le cylindre 81 avec l'extrémité supérieure du cylindre 86 dans la région située au-dessus du piston 87 logé dans ce cylindre. Le tuyau 88 contrôlé par la face de la soupape 79 met en communication le cylindre des soupapes 81 avec le cylindre moteur 86 dans la région située au-dessous du piston 87. Le piston 87 porte une tige de piston 89 pivotant en 90 sur le levier 75. En outre, la tige 89 porte une crémaillère 91 en prise avec un engrenage 92 portant un excentrique 93 monté sur un arbre 94, de sorte que le déplacement longitudinal de la crémaillère 91 peut provoquer la rotation de l'engrenage 92 et faire ainsi tourner l'excentrique 93 dans la fourche 95, l'extrémité extérieure de cette fourche pivotant en 96 sur l'axe de pivotement du galet suiveur 63.

Si l'on prend les pièces dans la position qu'elles occupent sur la fig. 10, au fur et à mesure que la charge imposée au moteur augmente, la vitesse de la turbine augmente également ainsi que la pression de l'air dans l'enveloppe 57, surmontant ainsi la résistance opposée par le ressort 69 et obligeant le piston 68 à descendre. Cela a pour résultat d'obliger les soupapes 79 et 80 à se déplacer vers le bas, reliant ainsi l'extrémité supérieure du cylindre 86 avec l'atmosphère, en soumettant l'extrémité inférieure du cylindre et le piston 87 à la pression de l'huile de graissage. Cela a pour résultat de faire monter le piston 87, de faire tourner l'engrenage 92 pour déplacer le galet suiveur 63 vers la position A, modifiant ainsi l'angle d'avance de la came d'admission pour faire

avancer le moment de fermeture de la soupape d'admission en fonction de l'augmentation de la pression d'air au fur et à mesure de l'augmentation de la charge. Bien entendu, par suite du mouvement descendant du piston 87, le levier 75 retourne en position neutre, fermant les soupapes 79 et 80 ainsi que les conduits 88 et 85, et l'appareil se trouve verrouillé et maintenu en position appropriée, jusqu'à ce qu'il se produise une modification dans la pression de l'air.

Lorsque la charge diminue, le déplacement se produit dans le sens opposé et le galet 63 revient en arrière vers la position C, de manière à retarder le moment de fermeture de la soupape d'admission, compensant ainsi à nouveau la réduction de pression, de sorte que la température et la pression au début de la course de compression reviennent à des valeurs normales.

On peut, si on le désire, au lieu d'utiliser la pression d'air régnant dans le ventilateur, faire plutôt usage du régulateur pour fournir l'énergie nécessaire au changement de calage de la soupape, le même appareil pouvant également être utilisé pour commander la soupape d'admission ou la soupape d'échappement, ou encore ces deux soupapes, ou bien une soupape auxiliaire séparée si on le désire.

Dans le moteur représenté sur la fig. 4, moteur qui fonctionne suivant le cycle Beau de Rochas. 30 désigne un cylindre et 31 le piston. La culasse 32 comporte un orifice d'admission 33 et un orifice d'échappement 34 pratiqués dans cette culasse. Le conduit d'admission est contrôlé par une soupape d'admission 36 et l'orifice d'échappement par une soupape d'échappement 37. Le moteur comporte un collecteur 39 en communication avec le conduit d'admission 33 et un compresseur ou ventilateur 40 de tout type convenable comprime l'air et l'envoie dans un refroidisseur d'air 41. Dans un moteur de ce type, une bougie d'allumage par étincelle ou autre dispositif d'allumage 43 est prévu dans le fond de cylindre et on peut amener du combustible soit dans le conduit d'admission 33, au moyen d'un injecteur ou autre dispositif convenable d'admission de combustible 44 ou bien on peut admettre le combustible directement dans le cylindre par injecteur de combustible 45. Sur les fig. 5 et 6, on utilise les mêmes lettres que celles utilisées sur la fig. 2 pour délimiter les différentes phases, et les lettres utilisées sur le diagramme pressions-volumes représentés sur la fig. 7 sont les mêmes que celles qui sont utilisées sur la fig. 3 pour indiquer des conditions similaires :

- a désigne l'ouverture d'admission;
- b, la fermeture de l'échappement;
- c, la fermeture de l'admission;

d, l'ouverture de l'échappement.

L'arc c-e correspond à la détente et l'arc e-f à la compression.

Dans le moteur fonctionnant suivant le cycle Beau de Rochas à allumage par étincelles le taux de compression ou rapport volumétrique est limité par le fait que le combustible, qui est ordinairement de l'essence, est susceptible de s'enflammer spontanément. La température d'inflammation spontanée et la vitesse d'inflammation de l'essence s'expriment en nombre d'octane. Les combustibles ayant un nombre d'octane élevé ont des températures d'inflammation plus élevées et des vitesses d'inflammation plus lentes que les combustibles à bas nombre d'octane.

Par conséquent, si on augmente le nombre d'octane on peut employer des rapports volumétriques plus élevés et une puissance plus grande par unité de volume.

La température qui règne à la fin de la compression dans un moteur à combustion interne augmente en fonction du rapport volumétrique suivant la formule  $T_2 = T_1 \times (V_1/V_2)^{\gamma-1}$ , formule déjà mentionnée plus haut. Il est actuellement de pratique courante de contrôler  $T_2$  en choisissant le rapport volumétrique  $V_1/V_2$ . Ainsi, si l'on choisit un combustible ayant un nombre d'octane plus faible, ce qui aurait pour résultat de créer dans un moteur donné des phénomènes de préallumage et de détonation, ces conditions se trouvent corrigées par abaissement du rapport volumétrique  $V_1/V_2$  jusqu'à ce qu'il se produise une réduction de la température  $T_2$  jusqu'à une valeur pour laquelle le combustible à bas nombre d'octane ne produit pas de phénomènes de préallumage ou de détonation.

Un examen de la formule montre qu'on peut également réduire la température de compression  $T_2$  en diminuant  $T_1$ , température régnant au début de la phase de compression, valeur qu'on peut calculer pour un ensemble de conditions quelconque, et on démontre que cette température  $T_1$  est égale à la somme de la température de la charge admise dans le collecteur d'admission  $T_{m1}$ , de l'élévation de température due au contact avec les surfaces chaudes du cylindre au cours de la course d'admission,  $t_{c1}$ , et de l'élévation de température due au mélange avec les gaz résiduels restant dans l'espace mort à la fin de la course d'échappement précédente,  $t_{r1}$ . Ainsi,  $T_1 = T_{m1} + t_{c1} + t_{r1}$ . Dans un moteur fonctionnant sans compresseur, c'est-à-dire prenant l'air nécessaire directement dans l'atmosphère, et dans lequel la pression régnant dans le collecteur d'admission est à la pression atmosphérique ou à une valeur très voisine, il n'y a pas d'ordinaire intérêt à réduire  $T_{m1}$  par refroidissement, parce que cette température est basse.

$t_{c1}$  est déterminé par la conception du système de refroidissement du moteur et  $t_{r1}$  est déterminé par le volume de l'espace mort et la température des gaz résiduels.

Les dispositions qui ont été décrites comportent des moyens d'évacuation des gaz résiduels dans un moteur dans lequel la pression de compression initiale est comprise entre toute valeur prédéterminée ou désirée quelconque et zéro. Conformément à la présente invention, il est également prévu d'utiliser des moyens pour abaisser la température de l'air admis avant son entrée dans le cylindre. Cet abaissement de température peut être obtenu lorsque le compresseur travaille sous haute pression et à haute température, de sorte que les moyens prévus pour abaisser la température initiale de compression  $T_1$  de manière que cette température soit inférieure d'une quantité désirée quelconque à la température à laquelle l'air est admis dans le collecteur d'admission créent un nouveau cycle de fonctionnement de moteur dans lequel la course qui suit la course d'échappement devient une course d'admission et de détente.

Si on applique la présente invention à un cycle ne comportant pas de phase de balayage, on peut admettre le combustible au moyen d'un injecteur 44 (fig. 4), car l'angle a-b (fig. 5) correspond à des parties de phases successives partiellement concomitantes est si faible ou (nul) qu'aucune partie de mélange air-combustible ne peut s'échapper du collecteur 33 vers l'orifice d'échappement 34. Le compresseur 40 fournit de l'air sous pression qui passe à travers un refroidisseur d'air 41, gagne le collecteur 39, et se rend de là au cylindre 30, lorsque la soupape 36 est ouverte. Au point c, la soupape d'admission 36 se ferme et la pression dans le cylindre diminue suivant une détente polytropique de c à e, pour atteindre une pression  $P_1$  qui est la pression initiale de compression pour la course e-f.

La température  $T_1$  régnant au début de la course de compression sera égale à

$$T_1 = (T_{m1} + T_{c1} + T_{r1}) = X(P_1/P_2)^{1/\gamma}$$

L'abaissement de la température  $T_1$ , obtenu grâce à l'application des dispositions objet de l'invention, apparaît mieux sur un exemple. Si un moteur fonctionnant avec un rapport volumétrique de 6/1 est alimenté par compresseur de la manière classique, la température régnant dans le collecteur sera de 54,4 °C environ (en admettant que la température d'admission dans le ventilateur est de 32,2 °C (environ)).

A pleine charge, la température des gaz résiduels étant d'environ 704 °C, l'élévation de température  $T_{r1}$  est de 41,7 °C environ, et l'éléva-

tion de température du cylindre  $T_{ch}$  de  $44,4^{\circ}\text{C}$  environ. Ainsi,  $T_1 = 51,4 + 41,7 + 44,4 = 140,5$  environ, en degrés centigrades ( $414^{\circ}\text{C}$  abs. environ).

Par contre, si on adopte le cycle conforme à la présente invention, la pression effective à la sortie du ventilateur se trouve portée à, par exemple, 1,054 hpz environ (P2). Si l'air admis dans le ventilateur est à une température de  $32,2^{\circ}\text{C}$  environ, la température à la sortie du ventilateur devient alors  $104,4^{\circ}\text{C}$  environ. Cette température pourrait être abaissée à  $48,9^{\circ}\text{C}$  environ, dans le refroidisseur 41 placé dans le collecteur d'admission. La température au point e (fig. 5) serait alors d'environ  $48,8 + 41,6 + 44,6 = 135$ , en degrés centigrades ( $408^{\circ}\text{C}$  abs. environ). Par suite de la détente de la pression effective, de 1,054 hpz environ à 0,215 hpz, cette température tombe à :

$$(135^{\circ}\text{C} + 273^{\circ}\text{C}) \times \frac{(17,7)^{0,283}}{(29,4)} = 353,80^{\circ}\text{C}$$

Ceci correspond à un abaissement de température de  $393^{\circ}\text{C}$  abs, en compressant l'air suivant la méthode classique, à  $80^{\circ}\text{C}$ , quand on applique le cycle conforme à la présente invention.

Avec un coefficient polytropique de 1,35, les températures régnant à la fin de la phase de compression seraient de  $504^{\circ}\text{C}$  et  $593^{\circ}\text{C}$  respectivement.

Par conséquent, quand on applique le cycle conforme à la présente invention, on peut utiliser dans un moteur un combustible ayant un nombre d'octane plus bas. On bien, en d'autres termes, si on utilise du combustible qui convient pour un fonctionnement à une température de compression de  $504^{\circ}\text{C}$ , on peut, dans le moteur appliquant le cycle de fonctionnement conforme à l'invention, élever le rapport volumétrique jusqu'à 8,5/1.

Cette augmentation du rapport volumétrique entraîne une réduction de l'apport de chaleur  $t_{ch}$  fourni par les gaz résiduels de  $24,4^{\circ}\text{C}$  à  $89^{\circ}\text{C}$ , par suite de la réduction du volume de l'espace mort, le rendement thermique étant également augmenté de 51 à 58 %.

L'exemple donné ci-dessus montre le perfectionnement atteint quand on utilise le cycle conforme à la présente invention sans balayage. On obtient un perfectionnement encore plus poussé lorsque les phases d'ouverture des soupapes d'admission et d'échappement (fig. 6) empiètent partiellement l'une sur l'autre, et si l'on admet suffisamment d'air par la soupape 36 pendant cette période pour chasser les gaz résiduels par l'orifice d'échappement 34. Par ce moyen, on diminue  $T_1$  d'une valeur égale à l'élévation de chaleur  $t_{ch}$  fournie par les gaz résiduels, ce qui

dans l'exemple susmentionné réduit  $T_1$ , de  $85^{\circ}\text{C}$ , sans balayage, à  $49^{\circ}\text{C}$  avec balayage. Pour éviter la perte de combustible, le système de balayage exige que le combustible soit injecté soit dans le collecteur d'admission par l'injecteur 44 (fig. 4) ou directement dans le cylindre par l'injecteur 45, après le point h du diagramme représenté sur la fig. 6.

Un avantage supplémentaire, qui peut être obtenu grâce à l'application des dispositions conformes à la présente invention réside dans le fait qu'on peut augmenter considérablement la charge imposée au moteur sans augmenter la température moyenne du cycle. Si la température moyenne du cycle,  $T_m$  d'un moteur fonctionnant sous un faible rapport volumétrique et pour lequel la température  $T_1 = 385^{\circ}\text{C}$  est, à pleine charge, de  $615^{\circ}\text{C}$ , le rapport  $T_m/T_1 = 2,2$ . Si, par application du refroidissement par expansion conforme à la présente invention, on réduit la température  $T_1$  à  $85^{\circ}\text{C}$  le rapport  $T_m/T_1$ , correspondant à la température moyenne du cycle à pleine charge de  $871^{\circ}\text{C}$ , serait de 2,48; et, à la température  $615^{\circ}\text{C}$ , la pression effective moyenne serait augmentée de 37 %.

Si dans ce moteur, fonctionnant par exemple avec un rapport volumétrique de 5,5, on balaye les gaz se trouvant dans l'espace mort, il en résulte une réduction de la température de  $T_1$  de  $47,2^{\circ}\text{C}$  environ. En combinant les effets du refroidissement et du balayage, on obtiendrait alors une température  $T_1 = 293,3^{\circ}\text{C}$  et un rapport  $T_m/T_1 = 2,857$  pour une température moyenne du cycle de  $615^{\circ}\text{C}$ . Il en résulterait une augmentation d'environ 70 % de la pression effective moyenne.

C'est un fait bien connu que les températures élevées posent un grand problème dans le fonctionnement des moteurs à essence suivant le cycle Beau de Rochas de conception moderne. C'est ainsi qu'il n'est pas possible de brûler la totalité de l'air contenu dans le cylindre sans faire appel à des moyens dispendieux tels que l'enrichissement du mélange ou l'injection d'eau.

L'application, conformément à la présente invention, d'une détente provoquée par refroidissement permet de réduire d'une façon pratique la température moyenne du cycle, comme le prouvent les exemples ci-dessus, de manière à réaliser une température désirée quelconque en utilisant un milieu réfrigérant tel que de l'eau ou de l'air atmosphérique, quelle que soit la température à laquelle on peut se procurer ces éléments.

La fig. 8 représente un diagramme pressions-volumes d'un moteur Diesel de type classique avec compresseur, ce diagramme étant délimité par la courbe en traits pleins et couvert d

lignes en traits pleins.  $P$  est la pression fournie par le compresseur,  $P_0$ , la contre-pression d'échappement, et  $P_{at}$  correspond à la pression atmosphérique. Le tracé en traits pleins de la fig. 9 représente les températures correspondant à un moteur Diesel classique pendant la course d'admission, la course de compression et la course combinant l'admission et la détente,  $T_{ma}$  représentant la température d'admission; ce diagramme des pressions et des températures peut représenter la charge maximum que peut entraîner un moteur donné sans dépasser la température admissible maximum. On voit que la température s'élève d'autant plus que la compression est poussée plus loin et que la charge est augmentée.

Sur la fig. 8 l'accroissement de l'aire comprise à l'intérieur du diagramme pressions-volumes obtenu quand on fait fonctionner le moteur conformément à l'invention est représenté par les lignes interrompues. Sur la fig. 9, les températures correspondantes pour le même moteur fonctionnant conformément à l'invention sont représentées également en lignes interrompues. Grâce à l'application des dispositifs conformes à la présente invention, un cylindre donné peut être soumis à une charge plus forte à un niveau plus bas de température des gaz, ou sans excéder le niveau de température existant dans le moteur, si son alimentation en air comprimé est assurée suivant la méthode classique. Ceci apparaît sur la fig. 9 où la température d'admission est représentée par  $T_{ma}$  comme dans le moteur classique. Toutefois, alors que dans ce dernier on conserve la même température  $T_1$  au commencement de la course de compression, dans le cycle perfectionné conforme à la présente invention, la charge introduite dans le cylindre se détend polytropiquement d'une pression  $P_1$  à une pression  $P_2$  à la fin de la course d'admission, et il en résulte une réduction de la température de la charge qui tombe de  $T_{m1}$  à  $T_2$ , conformément aux lois précises de la thermo-dynamique. Cette réduction de la température de compression initiale abaisse la température de la phase de compression ainsi que la température régnant à la fin de la combustion effectuée sous volume constant à la pression  $P_3$ . On voit, par conséquent, que la partie terminale du diagramme P-V peut être prolongée du point C<sub>1</sub> au point C<sub>2</sub> sans dépasser pour cela les températures maximum imposées au gaz dans le cycle classique pour lequel la fin de phase a été retardée, ce qu'on obtient en admettant une plus grande quantité de combustible et qui produit, pour le diagramme P-V, une pression effective moyenne plus grande. Par conséquent, une puissance plus grande se trouve engendrée de ce fait.

Les divers éléments principaux du cycle conforme à la présente invention se retrouvent sur le graphique constituant la fig. 11. Les lignes *av* et *rt* tracées sur le cercle orienté (flèche) correspondant respectivement aux positions d'avance et de retard de la soupape d'admission. Les courbes ont les significations suivantes :

I indique l'allure de la chute de températures dans le cylindre; II celle de la variation de l'angle d'ouverture de la soupape d'admission; III celle de la variation de la pression d'air dans le collecteur d'admission; la partie IIIa ainsi que la courbe IV correspondant à la pression de l'air dans le cylindre au commencement de la course de compression. L'angle de fermeture de la soupape d'admission est mesuré sur le vilebrequin, la distance angulaire étant prise en degrés comptés de 0 à 60° avant le point mort, et de 0 à 20° après le point mort.

Sur les fig. 13 et suivantes, qui se rapportent à un moteur fonctionnant à deux temps, est représenté un moteur à deux temps du type à balayage à équicourant. Le piston 101 est monté dans le cylindre 102 de manière à s'y déplacer suivant un mouvement alternatif. Dans la position représentée sur la figure ce piston se trouve à son point mort bas, les orifices 103 amenant l'air de balayage et de surcompression étant découverts par le piston de sorte que l'air venant de la chambre circulaire de balayage 104 peut s'écouler dans le cylindre dans la région située au-dessus du piston. La culasse comporte une ou plusieurs soupapes d'échappement 105 par lesquelles les gaz d'échappement peuvent s'échapper dans le conduit d'échappement 106. Le mécanisme actionnant les soupapes est représenté schématiquement. Il suffit de dire que ce mécanisme actionné par le vilebrequin du moteur ouvre et ferme les soupapes d'échappement. Lorsque ces soupapes d'échappement se trouvent ouvertes peu avant que le piston atteigne le point mort bas au cours de la course motrice ou de détente, il se produit une chute de pression dans le cylindre. Les gaz d'échappement passant à travers l'orifice 106 lorsque le piston termine sa course descendante en découvrant les orifices 103, l'air de balayage qui se trouve à une pression plus élevée que la pression d'échappement régnant dans le conduit 106, pénètre à grande vitesse dans le cylindre, et monte dans ce dernier pour chasser les produits de la combustion hors du cylindre. Quand le piston s'élève pour fermer les orifices 103 on arrête l'alimentation en air de balayage. Le piston continue son mouvement pour expulser les gaz d'échappement par les soupapes d'échappement jusqu'à leur fermeture. En ce point du cycle, et comme le piston s'est déjà déplacé vers le haut de manière à occu-

per une position au-delà des orifices de balayage pour fermer ces derniers le stade final de la phase de compression commence.

La présente invention a tout d'abord pour objet de contrôler le moment auquel commence cette phase de compression finale.

Le compresseur 107 peut être entraîné par un moteur séparé ou par le vilebrequin du moteur, suivant le cas. Il admet de l'air suivant la direction indiquée par la flèche et l'envoie par le conduit 15 au côté aspiration du compresseur 108 constituant le deuxième étage de compression. Ce compresseur 108 est entraîné par la turbine à gaz 109. La turbine à gaz 109 est entraînée par les gaz d'échappement sortant du cylindre par le conduit 106 et les évacue à l'atmosphère par l'orifice de sortie 110.

Un échangeur de température refroidisseur 111 est placé entre le compresseur 108 et le conduit 112. Le conduit 112 communique avec la chambre circulaire de balayage 104 de telle sorte que l'air de balayage se trouve comprimé dans le premier étage de compression, ensuite dans le deuxième étage, ce qui élève la pression ainsi que la température; il est ensuite refroidi dans le réfrigérateur intermédiaire et c'est cet air de balayage fortement comprimé et refroidi qui est fourni au cylindre.

De façon générale, cette disposition est classique. Il est usuel de prévoir des moyens convenables pour réaliser dans la canalisation d'admission d'air une pression de balayage plus élevée que la pression d'échappement et les turbo-compresseurs entraînés par la pression d'échappement sont connus depuis longtemps et il en est de même du réfrigérateur intermédiaire. Le point important est qu'il existe une limite thermique à la pression de balayage et lorsque la pression de balayage dépasse un certain point, les températures, dans les conditions normales de fonctionnement, atteignent une valeur trop élevée. C'est pourquoi, conformément à la présente invention, le calage des soupapes d'échappement est réalisé de telle sorte qu'au lieu de faire commencer la compression au moment où les orifices de balayage sont fermés par le piston, cette phase de compression est retardée et n'a lieu que seulement pendant une partie de la course ascendante du piston. Par exemple, la compression ne commence qu'à partir du moment où le piston atteint la ligne pointillée 116 indiquée sur la fig. 13. Il suffit simplement pour cela de caler convenablement les soupapes d'échappement.

Dans ces conditions la compression commence en 116, point de la course du piston plus élevé qu'à l'ordinaire, et on ne laisse pas monter la pression entre le moment où les orifices 103 sont fermés et celui où on atteint le point 116, les

gaz se trouvant dans le cylindre étant évacués vers l'échappement et cela à une vitesse telle que le déplacement du piston a pour résultat de les chasser sans augmenter toutefois la pression dans le cylindre. Pour en être certain, on doit déterminer la section offerte au passage des gaz au moment de la levée des soupapes, et caler ces dernières de telle sorte que la pression ne s'abaisse pas jusqu'à celle régnant dans la canalisation d'échappement. Cette pression doit de préférence rester égale à la pression de balayage ou de surcompression jusqu'au moment où la compression commence.

Sur la fig. 14 est représenté un appareil qui maintient dans l'espace mort la température nécessaire lorsque la température et la pression de l'air fourni par le turbo-compresseur diminuent en même temps que la charge appliquée au moteur. L'air venant du compresseur 108 traverse une soupape 125 dont on peut faire varier la position pour diriger l'air de manière à lui faire traverser le refroidisseur d'air 126 ou le réchauffeur 127 ou bien encore de manière à diviser le courant d'air afin qu'une partie traverse le refroidisseur et une autre le réchauffeur et cela dans les proportions nécessaires à l'obtention de la température désirée pour l'air pénétrant dans le cylindre.

Bien qu'on puisse obtenir la même variation de température en utilisant un échangeur de température unique dans lequel on élèverait ou on abaisserait la température de l'agent de refroidissement de manière à réchauffer ou à refroidir l'air de surcompression, un dispositif de ce genre fonctionnerait avec un retard considérable et la température de l'air ne suivrait pas rapidement les variations de la charge appliquée au moteur.

En utilisant les deux échangeurs de température représentés, le refroidisseur d'air dispose d'un agent réfrigérant en quantité et à température constantes qui assure le refroidissement imposé quand il est traversé à pleine charge par la totalité de l'air. Le réchauffeur dispose d'un agent réchauffant en quantité et à température constantes assurant le chauffage imposé quand il est traversé par la totalité de l'air lors de la marche à vide. Ce système fonctionne pratiquement sans retard et aussi rapidement qu'on peut faire fonctionner la soupape.

Dans ces conditions, le commencement de la compression d'un cylindre peut être placé au même point de la course de compression pour toutes les charges imposées au moteur. La pression et, par conséquent, la masse de la quantité d'air se trouvant dans l'espace mort à la fin de la course de compression varieront proportionnellement à la pression absolue de l'air de sur-

compression. Toutefois, l'air est fourni en abondance par rapport à la quantité réduite de combustible qui tombe pour la marche à vide à environ 1/5 de la quantité fournie à pleine charge, alors, que pour la marche à vide, la masse d'air fournie est d'environ la moitié de celle fournie à pleine charge.

Le dispositif représenté sur la fig. 19 indique une méthode convenable pour commander les soupapes d'échappement de manière à faire varier ou contrôler le moment de la fermeture, en accord avec la pression d'air de balayage.

Bien qu'on ait surtout envisagé le maintien à un niveau constant de la compression de la pression et des températures, il est très probable qu'il sera nécessaire d'augmenter la température lorsque diminuera la charge imposée au moteur. Peut-être, quand, à pleine charge, l'air est refroidi à 43 °C environ, il peut être nécessaire de le réchauffer à 60 °C environ ou plus pour la marche à vide afin de compenser la perte thermique plus élevée quand on comprime de l'air de densité plus faible. Le seul fait de détourner l'air de manière à lui éviter de traverser le refroidisseur, peut ne pas être suffisant, car, lorsque la température de l'air ambiant est basse, l'air fourni par le compresseur entraîné par le moteur peut être à la température de 10 à 15 °C. Le réchauffeur d'air peut être alimenté en eau chaude provenant du système de refroidissement du moteur mais pour le démarrage à froid une source supplémentaire de chaleur peut être nécessaire. Il n'y a rien d'anormal à chauffer les chemises d'eau du moteur avant démarrage par temps froid, ceci ne pose donc pas de problème nouveau ou exceptionnel.

La fig. 19 montre un mécanisme de commande de soupape d'échappement 105. L'arbre à cames 131 est entraîné par le vilebrequin du moteur et il comporte une came d'ouverture de soupape 132 et une commande de fermeture 133. Le galet 134 coopère avec la came 132 sur laquelle il est maintenu en position par des bras 136 d'un levier oscillant sur un arbre-pivot 137. La tige-poussoir 138 est fixée au bras 139 du levier de commande de soupape par un axe 140. Le bras 139 oscille sur un tourillon 141 faisant corps avec le levier 142 qui lui-même peut osciller librement sur un tourillon 143 prévu sur un support fixe 144. Les galets 135 qui pour son fonctionnement s'appuie sur la came 133 est supporté dans le bras de levier 145 qui oscille sur un axe 146 d'une manivelle 147. L'extrémité extérieure du bras 145 porte un goujon 148 auquel est fixée la tige-poussoir 149. L'extrémité supérieure de la tige-poussoir 149 est reliée au levier 142 par l'axe 150.

Sur la fig. 21, la ligne *a* indique la position

angulaire du vilebrequin pour laquelle le côté 151 de la came 132 correspond à l'ouverture de la soupape commences à déplacer le galet 134 vers le haut pour ouvrir la soupape 105 à l'extrémité de la course de détente du piston 101. Le tourillon 141 du levier 142 se trouve dans sa position la plus basse indiquée par la ligne J-K alors que les galets 135 se trouvent au sommet de la partie concentrique de la came 133.

L'axe 146 étant monté sur le flasque de vilebrequin 147 dans la position moyenne représentée, le mouvement de rotation de l'arbre à cames 131 oblige le galet 135 à tomber sur la partie neutre de la came 133 lorsque la ligne *m* est verticale. Ce mouvement élève le tourillon 141 du levier 142 jusqu'à une position indiquée par la ligne *h-l*. L'extrémité des leviers 139 qui commande la soupape se trouve alors soulevée en un mouvement qui l'éloigne de l'extrémité de la soupape 105 en provoquant la fermeture de cette dernière par le ressort 153.

Dans la position moyenne, telle que représentée la soupape 105 se ferme au point *c* (fig. 21). Cette position est la position moyenne de la manivelle 147. En faisant tourner la manivelle 147, on peut faire avancer l'axe 146 jusqu'à la position *p* ce qui oblige la soupape 105 à se fermer au point *d* position pour laquelle le piston ferme l'orifice de balayage 103. Cette position correspond à la marche à vide et au rapport volumétrique maximum de 31,6, comme représenté sur la fig. 18. Si l'on retarde le mouvement de la manivelle 147 pour placer l'axe 146 dans la position *r* on oblige la soupape 105 à se fermer plus tard, au point *f* (fig. 21). C'est la position correspondant au retard maximum de la manivelle 147.

Lorsque le galet 135 se trouve à nouveau soulevé par la partie inclinée 156 de la came 133, le galet 134 se déplace vers le bas à la même vitesse en suivant la pente descendante 154 de la came 132. La soupape 105 reste ainsi fermée pour s'ouvrir à nouveau lorsque la partie inclinée 151 de la came 132 soulève le galet 134.

On peut régler la position de la manivelle 147 à l'aide d'un levier séparé commandé à la main, ou bien ce levier peut être associé au dispositif contrôlant la quantité de combustible de manière à fonctionner en même temps que ce dernier. La manivelle 147 peut également être commandée automatiquement pour faire varier l'angle de fermeture de la soupape 105 en fonction de la pression de l'air servant au balayage et à la sur-compression par le compresseur.

#### RÉSUMÉ

La présente invention a pour objet le produit industriel nouveau que constitue un moteur à



combustion interne caractérisé par les points suivants pris isolément ou en combinaison :

1° Des moyens asservis automatiquement aux variations de fonctionnement du moteur permettant de modifier le taux de compression;

2° Le dispositif susvisé est susceptible de modifier le moment de fermeture d'une soupape d'admission;

3° Le moteur a un dispositif servant à comprimer de l'air de suralimentation pour le fournir au moteur, ce moteur ayant une soupape d'admission susceptible de contrôler ou d'agir sur l'écoulement de l'air, ce dispositif étant susceptible de faire varier automatiquement le calage de cette soupape en fonction des variations de la charge afin de faire varier la quantité d'air fourni au moteur;

4° Le moteur comporte un dispositif séparé asservi à la température des gaz d'échappement pour agir séparément sur la menée d'air au moteur;

5° Le moteur comporte des soupapes d'échappement et d'admission et un dispositif d'injection de combustible, un turbo-ventilateur entraîné par les gaz d'échappement venant du moteur, les moyens automatiquement asservis précités étant susceptibles d'agir sur le fonctionnement des soupapes pour faire varier le taux de compression en fonction des variations de la charge supportée par le moteur;

6° Le moteur comporte un cylindre, un piston et un compresseur de suralimentation, les moyens automatiquement asservis précités étant susceptibles de contrôler des soupapes associées au cylindre pour faire varier le taux de compression en fonction des modifications des conditions de fonctionnement du moteur;

7° Le moteur comporte une soupape d'admission placée dans une canalisation d'air entre le compresseur et le cylindre, les moyens automatiquement asservis précités étant susceptibles de faire varier le moment de fermeture de la soupape d'admission de sorte qu'on peut faire varier le refroidissement interne dû à la détente produite dans le cylindre en fonction des modifications des conditions de fonctionnement du moteur;

8° Les moyens servant à contrôler le fonctionnement des soupapes sont susceptibles d'obliger le piston à réduire la pression et la température de l'air se trouvant dans le cylindre pendant la course d'admission, ces moyens de contrôle comportant un dispositif pour obliger le piston à élever ensuite la température et la pression de l'air jusqu'au point d'allumage du combustible ainsi qu'un dispositif pour faire varier la température de l'air se trouvant dans le cylindre en

fonction des variations de la charge supportées par le moteur avant que cet air soit comprimé;

9° Le moteur comprend un piston et un dispositif pour alimenter un cylindre en combustible, un dispositif pour alimenter le cylindre en air sous une pression supérieure à la pression atmosphérique, et il est caractérisé par un dispositif servant à refroidir cet air avant qu'il atteigne le cylindre, un dispositif pour réduire la pression de l'air se trouvant dans le cylindre et pour le comprimer ensuite dans le cylindre, et un dispositif pour faire varier l'effet produit par le dispositif réfrigérant en fonction des variations de la charge supportée par le moteur;

10° Le moteur comporte un dispositif pour faire varier le volume et la pression de l'air fourni au cylindre en fonction des variations de la température des gaz d'échappement;

11° Un moteur à combustion interne comprenant un piston monté de manière à pouvoir se déplacer dans un cylindre suivant un mouvement alternatif, un dispositif pour alimenter un cylindre en combustible, des soupapes d'admission et d'échappement susceptibles de s'ouvrir et de se fermer en fonction du déplacement du piston, ce moteur étant caractérisé par : un dispositif actionné par les gaz d'échappement venant du moteur pour comprimer de l'air destiné à la suralimentation, un dispositif pour refroidir l'air comprimé et l'amener à la soupape d'admission, et un dispositif actionné automatiquement en fonction des variations de la charge supportée par le moteur pour modifier le moment de fermeture de la soupape d'admission;

12° Le moteur comporte des moyens actionnés automatiquement en fonction de la pression de l'air amené à la soupape d'admission pour modifier le moment de fermeture de la soupape d'admission;

13° La soupape d'admission est susceptible, à pleine charge, de se fermer en un point du cycle du moteur avant la fin de la course d'aspiration du piston;

14° Le moteur comporte un dispositif actionné automatiquement en fonction des variations de la charge supportée par le moteur pour augmenter la durée d'ouverture de la soupape d'admission au fur et à mesure de l'accroissement de la charge;

15° Le moteur comporte un dispositif actionné automatiquement lorsque la pression de l'air d'alimentation diminue pour augmenter la durée d'ouverture de la soupape d'admission;

16° Un moteur à combustion interne comprenant au moins un cylindre et un dispositif à piston pour fournir sous pression de l'air de balayage à un orifice de balayage, ce moteur étant caractérisé par : un dispositif pour refroidir



dir cet air avant qu'il atteigne l'orifice de balayage, un dispositif pour ouvrir et fermer l'orifice de balayage en un point déterminé du cycle du moteur, et un dispositif pour faire varier le moment de fermeture d'un orifice d'échappement en fonction des variations de la charge supportée par le moteur;

17° Le dispositif servant à fournir de l'air de balayage est susceptible de varier en accord avec les variations de la charge supportée par le moteur;

18° Le dispositif commandant la fermeture de l'orifice d'échappement est susceptible de varier en accord avec les variations de la pression de l'air de balayage;

19° Le moteur comporte un compresseur d'air entraîné par une turbine entraînée elle-même par les gaz d'échappement du moteur, une canalisation reliant la sortie du compresseur d'air aux orifices de balayage, ce moteur étant caractérisé par le fait que la canalisation comprend un appareil refroidisseur d'air et un appareil réchauffeur d'air, tous deux en parallèle et comporte un dispositif pour faire varier la section offerte au passage de l'air dans chacun d'eux;

20° Le dispositif mentionné sous 19° fait varier la proportion de l'air passant par le refroidisseur et par le réchauffeur en fonction des variations de la charge supportée par le moteur;

21° Le moteur comporte un dispositif additionnel associé au compresseur entraîné par turbine pour comprimer l'air de balayage;

22° Un moteur à combustion interne comportant : un cylindre, un piston, des orifices d'admission et d'échappement, un dispositif pour amener du combustible au moteur et un dispositif pour contrôler les positions relatives du piston et des orifices de manière que le cycle de fonctionnement du moteur comprenne des phases d'admission, de compression, d'effet moteur et d'échappement, ce moteur étant caractérisé par des moyens servant à utiliser les gaz d'échappement du moteur pour comprimer de l'air de balayage, des moyens pour refroidir l'air comprimé et pour contrôler son admission dans le cylindre de telle sorte qu'à pleine charge, on admet de l'air de balayage dans le cylindre pendant une partie seulement à la phase d'admission et, au fur et à mesure que la pression de l'air de balayage diminue, la partie de la phase d'admission pendant laquelle l'air entre dans le moteur augmente;

23° Un moteur à combustion interne du type à auto-allumage, comprenant un cylindre comportant des orifices d'admission et d'échappement, des moyens pour ouvrir et fermer les orifices et pour comprimer et détendre des gaz dans le cylindre et des moyens pour injecter du com-

combustible dans le cylindre, un turbo-ventilateur entraîné par des gaz d'échappement provenant du cylindre et susceptible d'amener au cylindre de l'air sous une pression supérieure à la pression atmosphérique, ce moteur étant caractérisé par un dispositif pour refroidir l'air avant qu'il atteigne le cylindre, et un dispositif pour faire varier la quantité d'air admise au cylindre en fonction des variations dans la quantité d'air débitée par le turbo-compresseur.

La présente invention a également pour objet un nouveau procédé d'utilisation du combustible dans un moteur à combustion interne du type à auto-allumage suivant lequel l'air refroidi et amené au moteur est précomprimé, ce procédé étant caractérisé par les points suivants considérés isolément et en combinaison :

24° On fait varier le taux de compression en fonction des variations de la charge supportée par le moteur, on comprime l'air se trouvant dans le moteur jusqu'à une température suffisante pour enflammer le combustible, on injecte du combustible pour obtenir sa combustion dans le cylindre et on évacue ensuite les produits de combustion en provenance du cylindre et on fait varier la température de l'air se trouvant dans le cylindre, avant qu'il soit comprimé, en fonction des variations de la charge supportée par le moteur;

25° On réduit la pression et la température de l'air se trouvant dans le moteur avant que cet air soit comprimé dans ce dernier;

26° On fait varier la quantité et la pression de l'air précomprimé en fonction de la température des produits de combustion évacués du moteur;

27° Le cycle de fonctionnement comportant des phases d'admission et de compression, on utilise les gaz d'échappement du moteur pour comprimer l'air de suralimentation, on refroidit l'air comprimé et on l'amène au moteur pendant une partie de la phase d'admission et on fait varier la quantité d'air de suralimentation fourni au moteur en sens inverse des variations de la charge supportée par le moteur de sorte qu'au fur et à mesure que la charge diminue la quantité d'air de suralimentation comprimé dans le moteur pendant la course de compression augmente;

28° On refroidit l'air comprimé et, dans les conditions de pleine charge, on l'amène à un cylindre par un orifice d'admission durant une partie seulement d'une course d'admission du piston et on augmente la partie de cette course pendant laquelle on admet l'air de suralimentation dans la mesure où diminue la pression de l'air de suralimentation fourni au cylindre;

29° On refroidit l'air comprimé et on admet l'air comprimé refroidi au moteur, on comprime alors

cet air dans le moteur et on brûle ensuite du combustible en présence de l'air comprimé, on détend alors les produits de la combustion et on les évacue sous forme de gaz d'échappement en répétant le cycle et en faisant varier le temps pendant lequel on admet de l'air comprimé au moteur en fonction des variations de pression produites dans l'air comprimé par les gaz d'échappement, en faisant varier l'étendue de la partie du cycle pendant laquelle a lieu l'admission de l'air comprimé au moteur en fonction des variations de pression de l'air comprimé par les gaz d'échappement, et en faisant varier la quantité d'air comprimé admise au moteur en fonction des variations de pression communiquées à cet air comprimé par les gaz d'échappement;

30° Dans le cas d'un moteur à quatre temps à auto-allumage dans lequel on précomprime l'air à une pression supérieure à la pression atmosphérique, où on refroidit l'air précomprimé et où on l'oblige à pénétrer dans une chambre ou enceinte de combustion à volume variable, on augmente le volume de la chambre indépendamment de la pression qui y règne tout en continuant à y injecter de l'air précomprimé refroidi, on amène alors une quantité fixée à l'avance de l'air précomprimé dans cette chambre, on pousse plus encore le refroidissement de cet air en continuant à augmenter le volume de la chambre de combustion indépendamment de la pression qui y règne, tout en évitant l'admission d'air complémentaire quelconque, on réduit alors le volume de la chambre au minimum pour chauffer l'air qui y est contenu, on injecte du combustible dans l'air chauffé, on fait brûler le combustible pour augmenter la pression dans la chambre de combustion, on augmente le volume de la chambre dans la mesure où cette pression augmente, on évacue les produits de combustion en provenance de cette chambre tout en diminuant le volume de cette dernière indépendamment de la pression qui y règne, et ensuite le cycle se reproduit;

31° Au cours de l'injection d'air précomprimé refroidi dans l'enceinte précitée, on laisse échapper de cette enceinte une partie de l'air précomprimé tandis qu'une quantité fixée à l'avance de l'air précomprimé est maintenue dans cette enceinte;

32° Dans le cas d'un moteur à combustion interne fonctionnant suivant un cycle à deux temps, on fait varier la quantité d'air de balayage amenée sous pression au cylindre du moteur en fonction des variations de température des gaz d'échappement, on fait varier la température de l'air de balayage avant son entrée dans le cylindre du moteur en fonction des variations de la charge supportée par le moteur, on fournit au cylindre l'air comprimé servant au balayage à la fin de la course motrice et au commencement de la course de compression qui suit, on interrompt l'alimentation d'air de balayage au cylindre tout en tenant constante la pression dans le cylindre pendant une partie notable de la course de compression, et on comprime ensuite l'air dans le cylindre;

33° L'air de balayage est refroidi avant son entrée dans le cylindre;

34° On fait varier la température de l'air comprimé servant au balayage en fonction des variations de la charge supportée par le moteur;

35° On fait varier la température de l'air comprimé servant au balayage de telle manière que la température de l'air s'abaisse au fur et à mesure que la charge augmente et *vice versa*;

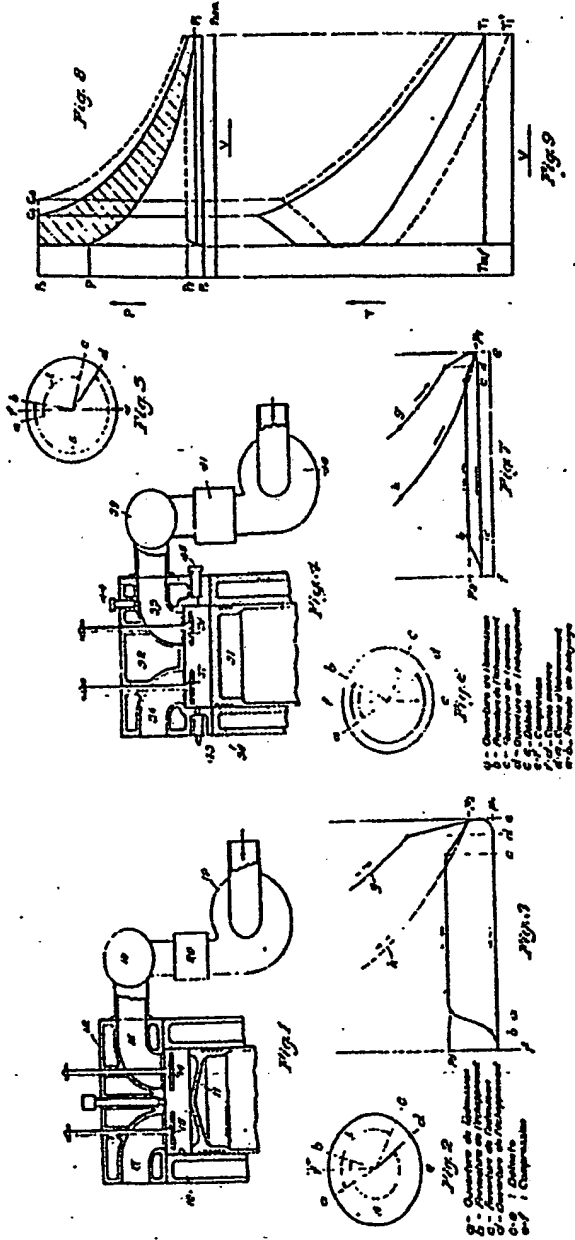
36° On fait varier le moment auquel la compression commence en fonction des variations de la charge supportée par le moteur;

37° On fait varier le point de la course de compression auquel cette compression commence et on fait varier également la température de l'air de balayage.

RALPH MILLER.

Par procuration :

D.-A. CASALONGA.



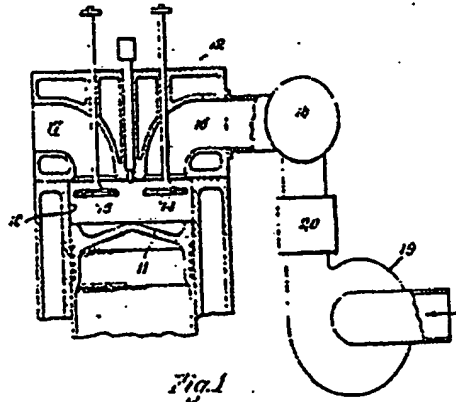


Fig. 1

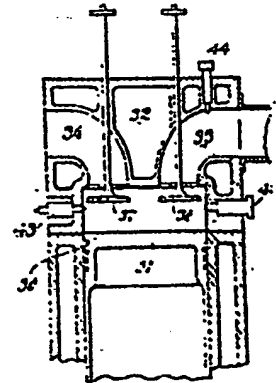


Fig. 4

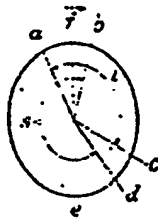


Fig. 2

- a - Ouverture de l'admission
- b - Fermeture de l'échappement
- c - Fermeture de l'admission
- d - Ouverture de l'échappement
- e - Début
- f - Compression

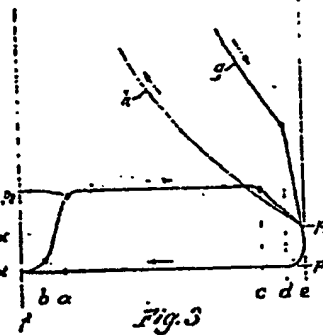


Fig. 3

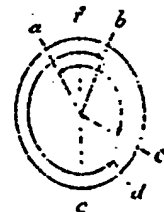


Fig. 6

- u - Ouverture de l'admission
- b - Fermeture de l'échappement
- c - Fermeture de l'admission
- d - Ouverture de l'échappement
- e - Début
- f - Compression
- g - Course motrice
- h - Course d'échappement
- i - a - Période de dosage

$P_s$

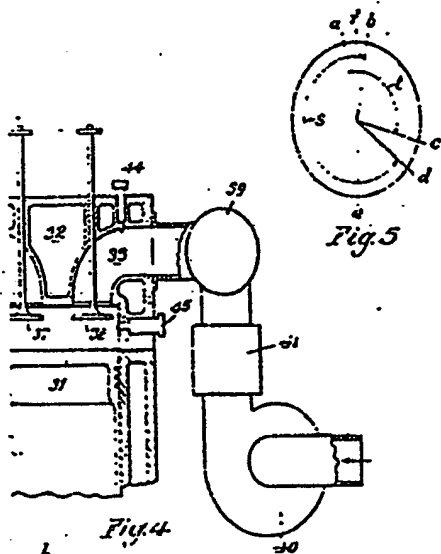


Fig. 4

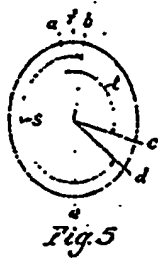


Fig. 5



1 et l'admission  
la l'échappement  
ou l'admission  
ou l'échappement

1 et  
l'admission  
ou l'échappement  
ou l'admission  
ou l'échappement

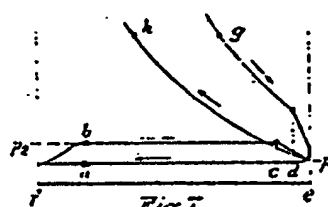


Fig. 7

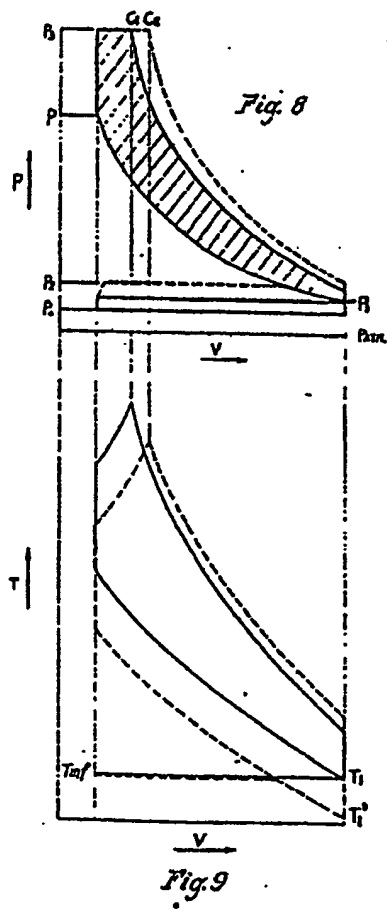


Fig. 8

Fig. 9

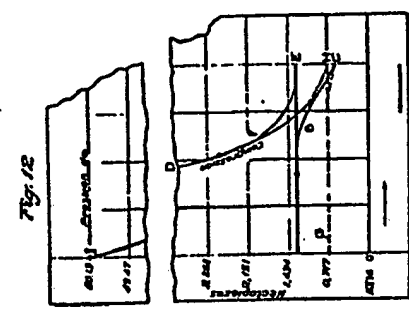
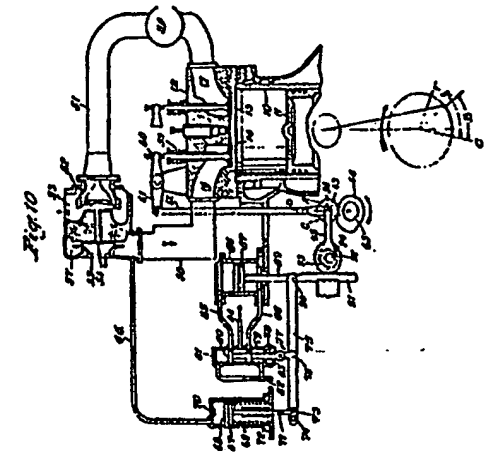
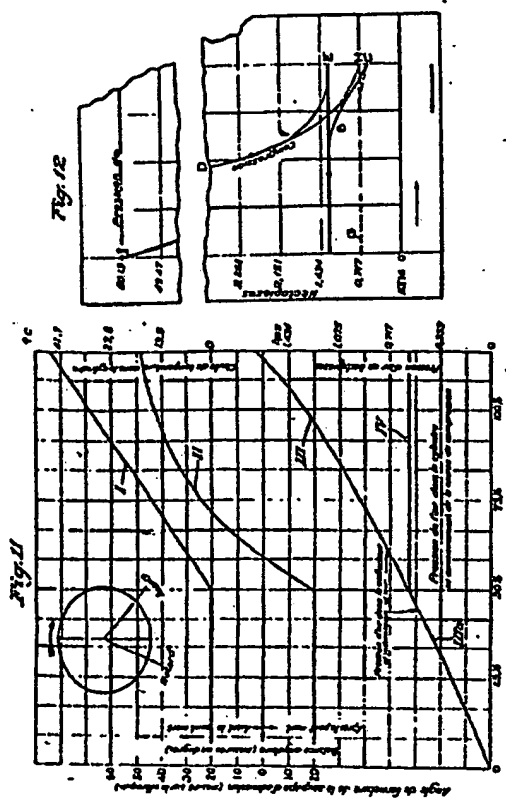


Fig. 10

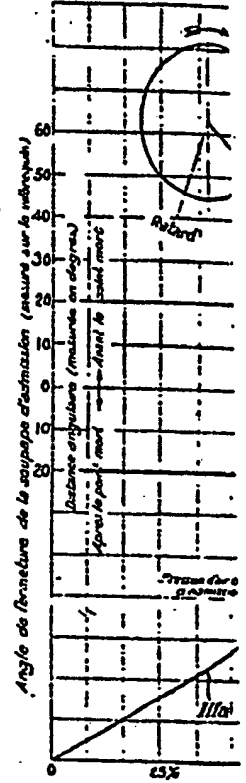
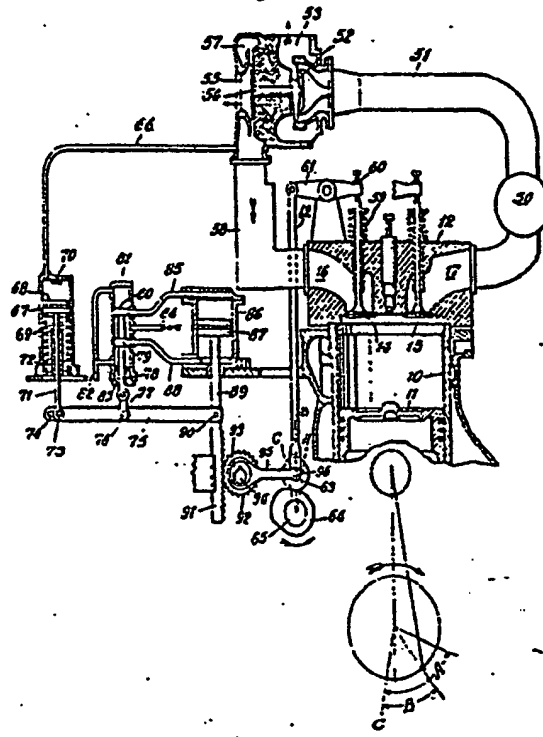


Fig. 11

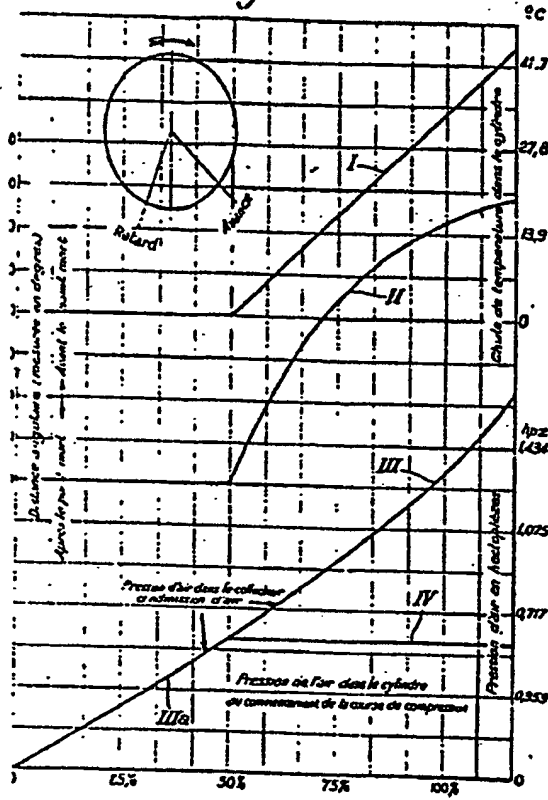
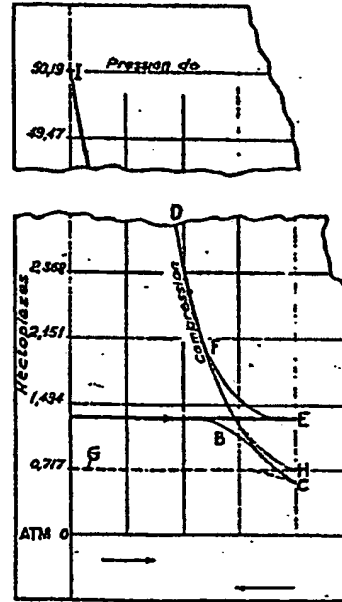
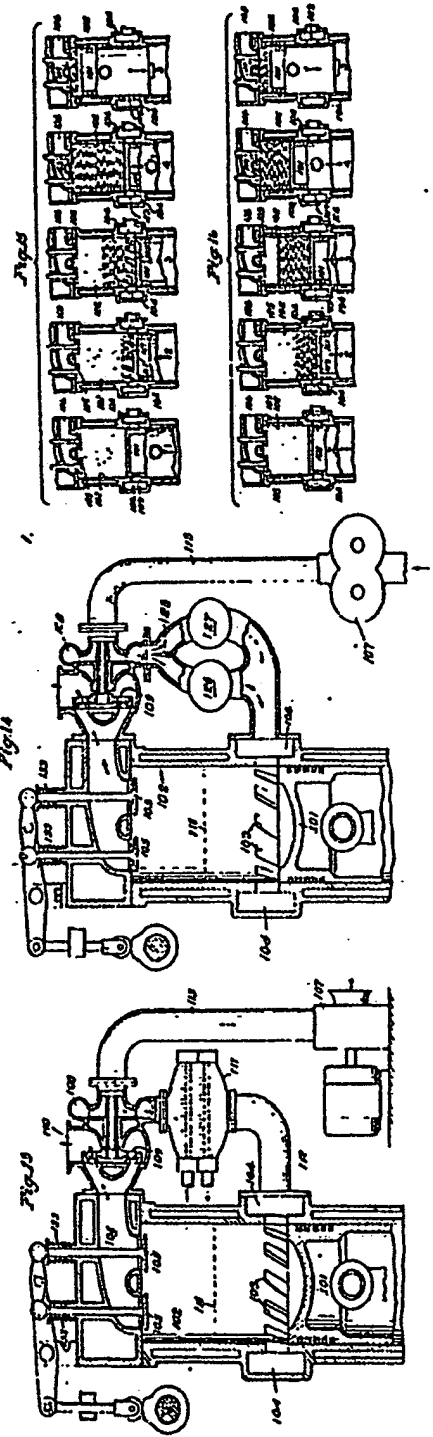


Fig. 12







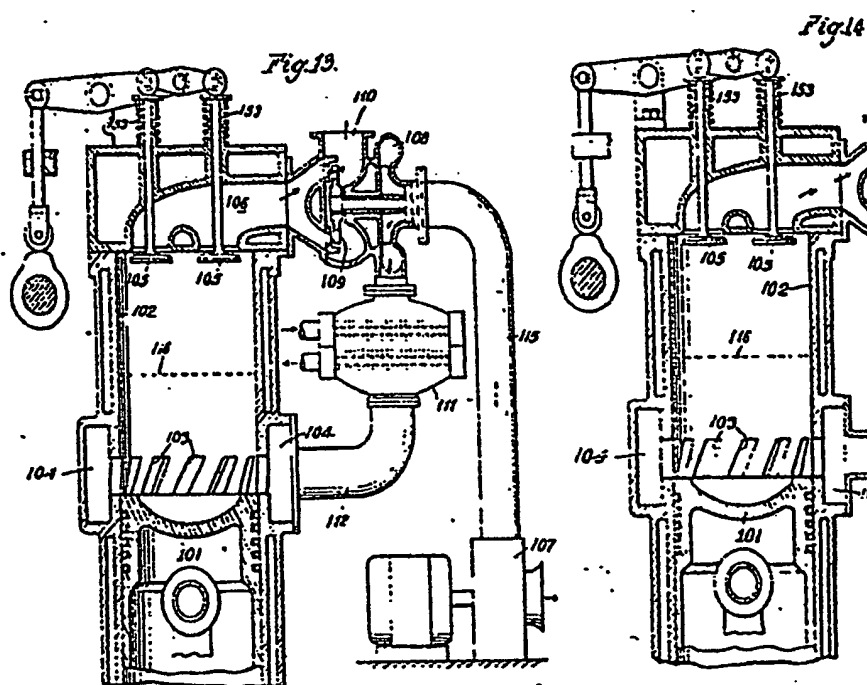


Fig. 14

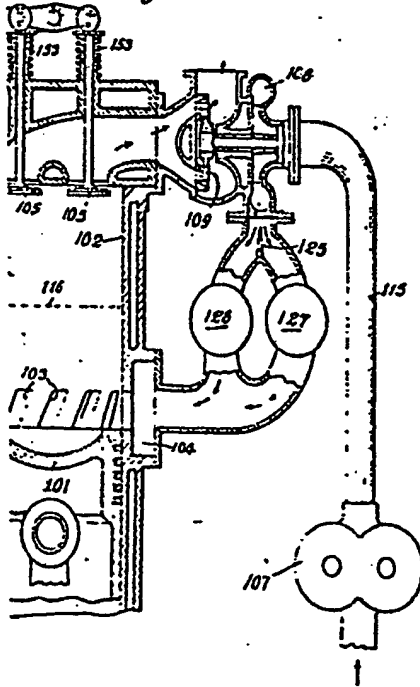


Fig. 15

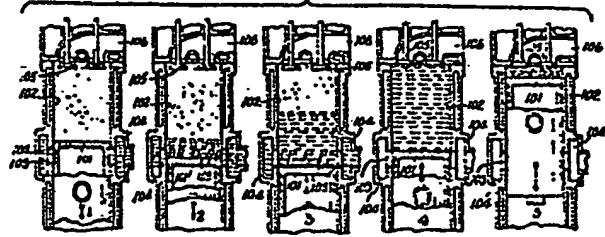
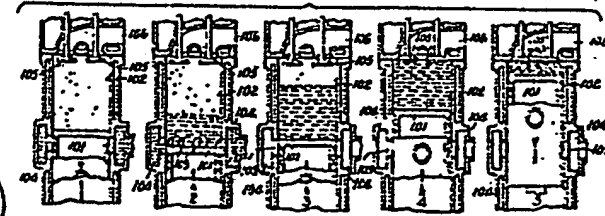


Fig. 16



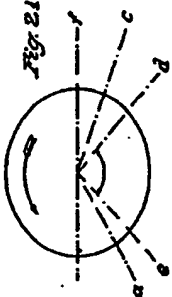
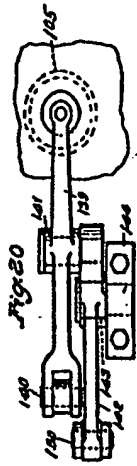
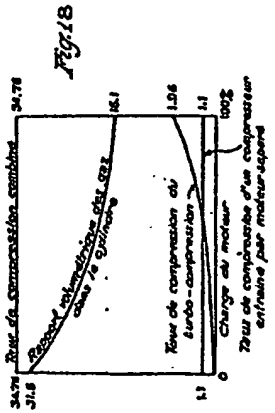
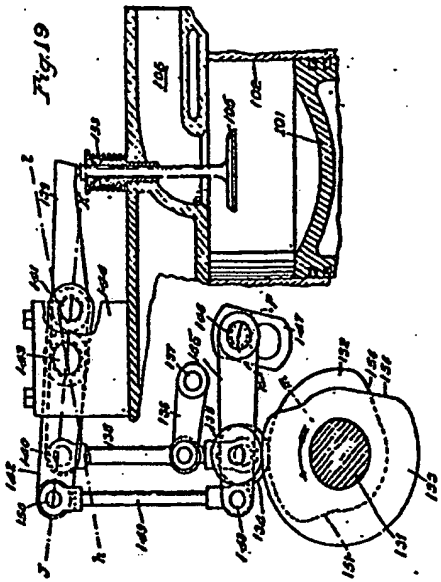
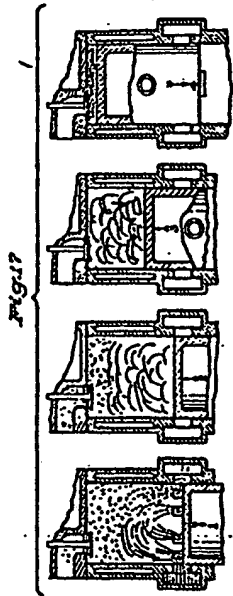
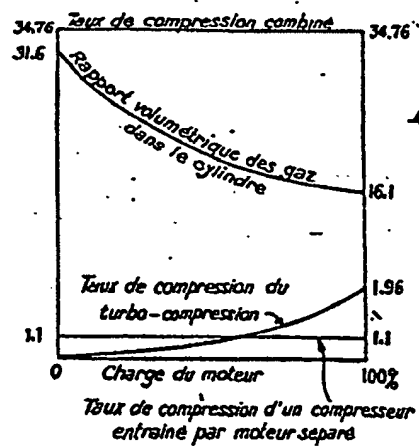
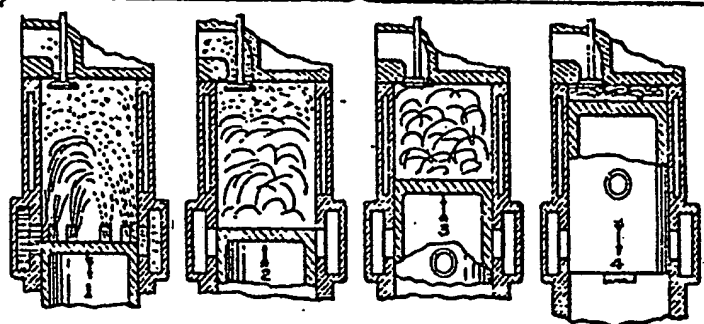


Fig.17





INDUSTRIAL PROPERTY  
SERVICE

## Internal Combustion Engine and Process for Using this Engine.

Mr. Ralph MILLER, residing in the United States of America.

Applied for on May 31, 1951, at 4:16 p.m., in Paris.

Issued on January 20, 1954. – Published on June 1, 1954.

The invention is related to internal combustion engines that operate according to the four-stroke cycle.

The internal combustion engine according to this invention is characterized by facilities that are automatically slaved to the variations in the operating conditions of the engine in order to change the volume ratio.

According to another feature of the internal combustion engine according to the invention, the engine, which is of the type comprising, at least: a cylinder-and-piston assembly and a device to supply, under pressure, scavenging air to a scavenging port, facilities to cool this air before it reaches the scavenging port, facilities to open and close the scavenging port at a given point of the engine's cycle, and facilities to cause the closing time of an exhaust port to vary as a function of the variation of the load driven by the engine.

This invention furthermore concerns a new cycle of use of an internal combustion engine of the automatic-ignition type, in which cooled, precompressed air is supplied to the engine, with this cycle characterized by the fact that the volume ratio ["rapport volumétrique"] (also called "compression ratio" ["taux de compression"]) is made to vary as a function of the variation in the engine's load; the air in the engine is compressed to a temperature sufficient to ignite the fuel; fuel intended for combustion is injected into the cylinder and, finally, the combustion products are evacuated from the cylinder, while controlling the temperature of the air inside the cylinder before it is compressed as a function of the variation of the load driven by the engine.

It is a well-known fact that the power that can be supplied by internal combustion engines operating according to a four-stroke cycle, as they are currently built, is limited by the temperatures at which the engines can operate without degrading the materials of which they are built. In most engines, the cylinders contain, under full load, much more air than is necessary to obtain complete combustion of the fuel, but if a quantity of fuel sufficient to completely use the air available to the combustion of the fuel is admitted into the cylinders, the temperatures reached in the cylinders would be so high that they would destroy the engines.

The principles of this invention also apply to an engine operating according to the two-stroke cycle.

In a two-stroke engine, in which every downstroke of the piston is a power stroke and each upstroke is a compression stroke, special facilities must be provided to scavenge the cylinder at the end of the power stroke and at the start of the compression stroke; this is why, normally, in a two-stroke engine, facilities are provided to compress the air to an effective pressure of, for example, approximately 0.215 hpz [1 hpz = 1 bar], with this air being admitted into the cylinder at the end of the drive stroke, when the exhaust ports are open, in order to expel the residual products of the combustion and to supply to the cylinders a new charge of air to ensure combustion during the next stroke.

In actual practice, this result can be obtained by providing a group of exhaust ports and scavenging ports in the walls of the cylinder on opposite sides in relation to the cylinder's axis and

in a position near the bottom dead-center of the piston, so that, when the piston nears the lower end of its stroke, the ports open in such a way that the exhaust gases exit on one side, while the scavenging air enters the other side of the cylinder, rises along the wall of the cylinder, crosses the bottom of the cylinder, and comes back down the other side to head toward the exhaust. As soon as the piston moves upward to close the ports, the exhaust and the scavenging end and the compression phase starts.

In another embodiment, the scavenging ports are arranged around the cylinder in order to be exposed by the piston toward the end of the drive stroke and exhaust valves are provided at the bottom of the cylinder, with these valves opening toward the end of the drive stroke to allow the combustion product to escape, after which the scavenging ports are opened to allow the piston to cause the scavenging air to enter the cylinder, with the pressure prevailing in the cylinder having fallen below the scavenging pressure as a result of the exhausting of the gases through the exhaust ports. Before the piston has moved upward to recover the scavenging ports, the exhaust valves are closed and, as soon as the piston moves upward to cover the scavenging ports, the compression phase starts. Thus, in each case, what is commonly called compression ratio is the volume ratio, i.e., the ratio between, on the one hand, the total volume of the cylinder limited to its upper part by the piston bottom and to its lower part by the piston when the scavenging ports have just been closed and, on the other hand, the volume of the clearance space that remains free between the cylinder bottom and the piston at the end of the compression stroke and, in the traditional engine, the compression phase always starts from the closing of the scavenging ports and continues until the piston reaches the upper end of its stroke.

If, under these conditions, the pressure of the scavenging air is raised above the usual value of approximately 0.215 hpz to attain a higher pressure, the same cycle is reproduced, but the temperature and the pressure prevailing at the end of the compression stroke rise very quickly and soon attain values that the engine cannot withstand. It is true that an increase in the compression pressure increases the power of the engine, but this property is limited by the ability of the engine and, in particular, the piston rings, the

piston, and the valves, in order to withstand the excessive temperatures and pressures.

If the pressure of the scavenging air is raised and this air is cooled before it reaches the engine, so that the temperature at the start of the compression stroke is lowered, it is possible to obtain at the end of the compression stroke a lower pressure and temperature but, unfortunately, in numerous circumstances for which the ambient air is at a high temperature and the cooling water is at a relatively high temperature, this reciprocal cooling effect is not enough to sufficiently lower the temperature at the end of the compression stroke if the traditional volume-pressure ratios are kept.

This is why, according to this invention, the scavenging pressure is raised and the air sent under pressure is cooled before it reaches the engine, while reducing the volume ratio.

The invention is illustrated in a more or less schematic manner in the attached drawings, in which:

Fig. 1 is a partial cross-section of an engine operating according to the four-stroke diesel or fuel-injection cycle, in which the improvements contemplated by this invention can be applied;

Fig. 2 is a diagram showing the timing of the valves in an improved engine according to this invention;

Fig. 3 is a part of a pressure-volume diagram showing the operation of an improved engine according to this invention;

Fig. 4 is a view similar to fig. 1, but representing an engine operating according to the four-stroke cycle in which the improvements according to this invention can be applied;

Figs. 5 and 6 show schematically the timing of the valves embodied according to this invention for cycles with and without scavenging, respectively;

Fig. 7 is a pressure-volume diagram corresponding to the cycle, with scavenging relative to the timing diagram of the valves represented in fig. 5;

Fig. 8 is a pressure-volume diagram showing how the power of an engine operating according to this invention can be increased, in relation to the current engines;

Fig. 9 is a temperature-volume diagram showing the compared temperatures prevailing in



the engine operating according to the invention and in the current-type of engines;

Fig. 10 is a partial schematic cross-section of a variation of device used for the implementation of the invention;

Fig. 11 is a graph representing the ratios existing between the pressures and the temperatures in the variation represented in fig. 10;

Fig. 12 is a graph showing the performance of the compression curve of the variation represented in fig. 10;

Fig. 13 is a sectional elevation of an engine improved according to the invention;

Fig. 14 is an elevation of another embodiment of the device;

Fig. 15 represents schematically the different stages of the operation of an engine according to the invention when the engine operates without a load;

Fig. 16 represents schematically the operation of this engine under full load;

Fig. 17 is a diagram showing the operation of the engine according to the invention when the scavenging is done by mixing;

Fig. 18 is a compression diagram;

Fig. 19 shows a valve control mechanism for the exhaust valves 105;

Fig. 20 is a plan view of fig. 19;

And fig. 21 represents schematically the movement of the valve.

Fig. 1 represents a typical cylinder of a diesel-type four-stroke engine, to which the improvements contemplated by this invention can be applied. In the engine cylinder 10, represented in this figure, a piston 11 moves with a reciprocating motion. At the bottom of the cylinder 12, there is an intake valve 14 and an exhaust valve 15 arranged in the usual way. These valves can be controlled in any suitable way, for example, by cam mechanisms, not represented, to establish and to interrupt the communication with the cylinder and the intake port 16 and the exhaust port 17, respectively. The valves 14 and 15 can be held in a closed position by the usual springs or other facilities, not represented. The intake port 16 is connected to a conduit, which can be supplied with air by facilities of a compressor or a pump 19 of any suitable type, with the air flowing from the pump to the conduit, preferably, through an air cooler 20.

In the use of the engine described here, preferably the compression is provided by facilities of a blower or pump 19, although there is no intention of restricting this invention to the use of a compressor. Preferably, however, the air is compressed to a pressure considerably higher than that ordinarily used in engines of this type. The rise in the air pressure causes a corresponding rise of the temperature of the air and, if the engine is made to work with an intake pressure greater than that normally used, the air delivered by the pump 19 is at a temperature much higher than that of compressed air at the pressures normally supplied by the compressor, an arrangement that makes it possible, in turn, to remove a considerable quantity of heat from the air used for the compression. For example, in locomotives, in which the outside atmosphere is used to cool the air of the compressor, the outside temperature makes it possible to remove a considerable quantity of heat if there is a sufficient temperature difference between the atmosphere and the compressed air supplied by the compressor. The advantages resulting from compression made at temperatures higher than those normally used will be explained below in greater detail.

According to the invention, after the exhaust stroke, the intake valve is opened to admit air into the cylinder. Normally, the intake valve remains open a long time throughout the intake stroke of the engine, while, according to the invention, the intake valve closes before the piston reaches the position corresponding to the bottom dead-center of the intake stroke. Accordingly, after the intake valve is closed, the charge contained in the cylinder expands, which reduces the pressure and the temperature of this charge. The result of this is that, at the start of the compression stroke, the air is at a lower pressure and at a lower temperature than during the first part of the intake stroke. The timing diagram of the valves represented in fig. 2 shows that the intake valve is closed at *c* and, accordingly, between *c* and *e*, the charge contained in the cylinder expands and cools. From *e* to *f*, the charge contained in the cylinder as a result of the upstroke of the piston is compressed and the ignition occurs at a point located in the vicinity of the end of the compression stroke. The burned gases then drive the piston downward during the power stroke and the exhaust valve opens approximately at *d* and remains open from *d* to *b*.

as indicated by the arc *s*. The intake valve opens at *a* and the scavenging occurs from *a* to *b*. Then, the exhaust valve closes at *b*, the intake valve remains open until *c*, and the cycle repeats itself. The arc *t* indicates the part of the cycle in which the intake valve 14 remains open.

If the power stroke of the engine is considered first, the pressure of the gases that prevails in the cylinder falls following the line *a* (fig. 3) in the course of the downstroke of the engine piston. Before reaching the bottom dead-center *e*, the exhaust valve 15 opens at *d* (fig. 2), which causes a pressure drop of the curve *g* (fig. 3) as far as the line *P<sub>0</sub>*, which corresponds to the back pressure prevailing in the exhaust conduit. During the piston's upstroke, the exhaust gases are expelled through the exhaust valve and, at point *a* (fig. 3), the intake valve opens and, from *a* to *b* (figs. 2 and 3), the intake 14 and the exhaust 15 valves both open at the same time. This period is that of scavenging, during which the air sent under pressure from the compressor or blower 19 flows into the cylinder above the piston and drives out, through the exhaust valve 15, the exhaust gases remaining in the clearance space. At point *b* (figs. 2 and 3), the exhaust valve closes while the intake valve remains open, so that the air coming from the pump or compressor 19 quickly raises the pressure prevailing in the cylinder as high as the pressure *P<sub>2</sub>*, which is the pressure maintained in the manifold 18.

The piston's downstroke from *b* to *c* (fig. 2) is likewise a power stroke, since the pressure *P<sub>2</sub>* is greater than the pressure exerted on the lower face of the piston 11. At point *c*, near the end of the intake stroke, the intake valve 14 closes to interrupt the air supply from the manifold 18, which occurs throughout the rest of the piston's stroke, while the air in the cylinder expands polytropically from *c* to *e* to go from the pressure *P<sub>2</sub>* to the pressure *P<sub>1</sub>*. When the piston moves upward during the next stroke, from *e* to *f* (fig. 2), the charge of air is compressed following the pressure line *h* (fig. 3). The upper end of the pressure-volume diagram is not represented in fig. 3. The combustion takes place at the end of the compression stroke and the pressure drops during the next power stroke, as indicated by the pressure line *g* (fig. 3).

Although the circumstance in which the intake valve closes before the completion of the intake

stroke is the preferred embodiment of this invention in an engine, any other facilities that allow the pressure prevailing in the charge contained in the engine's cylinders to expand or drop may be used successfully.

For example, the exhaust valve or the intake valve may be opened for a short period during the compression stroke, or else another valve can be provided that can be open long enough to produce the desired reduction of the pressure prevailing in the cylinder.

During the course of each cycle, the gases found in the cylinder of an engine go through a very extended range of temperatures. The lowest temperature is attained at the start of the compression stroke or during the intake stroke. It may be of the order of approximately 93°C. During the compression stroke, this temperature increases progressively to attain the final temperature.

$$T_2 = T_1 \times (V_1/V_2)^{n-1}$$

is a formula in which *T<sub>1</sub>* is the temperature of the charge contained in the cylinder at the start of the compression stroke; *V<sub>2</sub>* is the volume of the clearance space at the cylinder bottom; *V<sub>1</sub>* is the sum of the displacement increased by the volume *V<sub>2</sub>*; and *n* is the polytropic coefficient. The maximum temperature of the combustion is a function of the fuel burned by unit mass of air and, accordingly, increases as the effective mean pressure. In the theoretical diagram, which does not take into account that the combustion may extend beyond the expected duration, the temperature prevailing during the expansion stroke follows a curve corresponding to a polytropic expansion, and the mean temperature prevailing during this stroke increases with the final combustion temperature, which is also the initial temperature of the expansion period.

It can be demonstrated that the temperatures prevailing during the compression, combustion, and expansion phases of the cycle for any given charge and any given cycle efficiency are fully a function of the initial compression temperature. Thus, if the initial compression temperature is lowered, all of the temperatures of the cycle are lowered.

The result is that a given engine, designed to withstand a certain maximum combustion temperature, will provide, at these same

temperatures, a higher effective mean pressure than if the compression temperature were lowered.

It is a well-known fact that, when air is compressed adiabatically, its temperature rises, since the temperature rise is a function of the volume ratio and the polytropic coefficient of the air. Thus, when the compression supplies the engine with air under an effective pressure of approximately 0.357 hpz, the temperature of the air at the discharge of the compressor, which is also the intake side of the engine, is increased by approximately 36°C above the intake temperature in the compressor. The air charge admitted into the engine cylinder is, accordingly, at a temperature 36°C higher than the air charge admitted into a compressor-less engine; if it is accepted that the ambient temperature is approximately 21°C, the temperature of the air admitted is approximately 36°C+21°C, i.e., approximately 57°C. For a normal effective mean pressure measured at the brake with and without a compressor, any increase of one degree of the intake air increases the mean temperature of the cycle by approximately one degree. Thus, while an increase of the air pressure in the intake manifold makes it possible to increase the effective mean pressure by approximately the same ratio as the absolute pressure prevailing in the manifold for the same mean temperature of the cycle and, accordingly, the same heat balance for the engine, as in the case of a compressor-less engine, the increase of the temperature prevailing in the manifold as a result of the compression of the air has, as has been explained, the opposite effect and the effective mean pressure is inversely proportional to the temperature prevailing in the intake manifold for a mean temperature of the constant cycle.

The efficiency per unit of volume of a supercharged engine may, accordingly, be increased considerably if the air supplied by the compressor is cooled between the compressor and the intake valve of the engine. When cold water is available, the cooling can easily be achieved by causing the air to flow through a traditional heat exchanger with air and water tubes.

If the temperature of the charge of air at point *c*, when the intake valve 14 closes, is equal to  $T_2$ , the temperature, at the end of the stroke, when the pressure is equal to  $P_1$ , is then:

$$T_1 = T_2 \times (P_1 / P_2)^{\frac{k-1}{k}}$$

in which  $k$  is the polytropic coefficient.

The effective supercharging pressure at the end of the expansion, which goes from *c* to *e*, is equal to  $P_1$ , which is the initial compression pressure.

If the engine had been supercharged at the pressure  $P_1$  in the usual way by achieving this pressure in the manifold 16, the temperature  $T_1$ , at the start of the compression phase, would have been:

$$T_1 = T_{atm} \times (P_1 / P_{atm})^{\frac{k-1}{k}}$$

with the values  $T_{atm}$  and  $P_{atm}$  being, respectively, the atmospheric temperature and pressure. This temperature is too low at the pressures normally used to allow effective cooling between the compressor and the manifold. For example, if the pressure at the discharge of the compressor is approximately 0.357 hpz, the temperature would be approximately 68.3°C (for an atmospheric temperature of approximately 32.2°C) and, in most cases, it could hardly be cooled below approximately 51.7°C, i.e., achieving a drop of approximately 17°C.

According to this invention, the pressure prevailing in the manifold is raised to a value greater than the final supercharging pressure  $P_1$ . In this way, the air is heated to a higher temperature in the compressor and the cooling margin is thus more expanded.

For example, the effective pressure at the discharge of the blower can be approximately 1.291 hpz, which would give a temperature of approximately 135°C. The temperature of this air could easily be lowered to 52°C. The expansion, which causes the effective pressure of approximately 1.291 hpz, at point *c*, to drop to a pressure of approximately 0.359 hpz, at point *e*, gives, at the end of the expansion, a temperature of approximately 25.6°C.

In this example, the temperature  $T_1$ , corresponding to the pressure  $P_1$ , at the start of the compression stroke, has dropped by approximately 68°C to approximately 26 or 25°C by cooling the manifold only to bring back its temperature to approximately 52°C. It can be demonstrated that the temperature corresponding to the pressure  $P_1$  is lowered by a certain number of °C given by the formula:

$$t_c \times (1 - P_1 / P_2)^{0.283}$$

a formula in which  $t_c$  is the temperature prevailing in the cylinder at the start of the expansion, at point  $c$  (fig. 3);  $P_2$  is the pressure at point  $e$ ; and  $P_1$  is a pressure that varies from approximately 8.251 hpz—the normal value in the case of the absence of cooling—to approximately 10.045 hpz, which is the effective mean pressure calculated according to the brake test, without increasing the leakage of the calories toward the water jackets. These values do not take into account the work performed during the intake stroke.

The cycle for the internal combustion engine proposed according to this invention is definitely a novelty, since the intake stroke becomes a power stroke and an expansion stroke. The pressure prevailing in the manifold can be raised to any desired value and any desired value can be chosen for the expansion ratio  $P_2/P_1$ , by adjusting the closing point of the intake valve.

For example, the air can be admitted at approximately 7.175 hpz, which is cooled to 176.7°C before it enters the manifold. If one wishes to have the engine operate under an effective pressure of approximately 0.359 hpz at the discharge of the compressor, the closing of the intake valve should occur at approximately 60° after the top dead-center. The expansion, which causes the pressure to go from  $P_2$  to  $P_1$ , then corresponds to a drop in the effective pressure from approximately 8.251 hpz to approximately 1.412 hpz, and the final temperature corresponding to the pressure  $P_1$  at the start of the compression stroke would be approximately 283°C abs. (10°C).

This high-pressure cycle would increase the power supplied by the engine, provided the pressure of approximately 7.175 hpz is supplied by a source external to the engine. This high-pressure cycle furthermore presents the advantage that the cooling of the air takes place at a high temperature, which makes it possible to reduce the size of the air cooler. With an intake pressure of approximately 7.175 hpz, the intake valve produces an effective mean pressure of approximately 4.66 hpz. If, by cooling, the initial compression temperature is dropped to 10°C, an effective mean pressure of approximately 11.472 hpz can be achieved for the power stroke. It is thus seen that a four-stroke engine using the arrangements according to this invention can withstand a load equivalent to an effective pressure calculated according to a brake test of

approximately 16.132 hpz without exceeding the heat stress imposed on an engine operating without a compressor under an effective mean pressure calculated according to a brake test of approximately 5.378 hpz.

In the improved engine, according to this invention, if, for example, it is supplied with the help of a compressor that supplies a pressure of 0.359 hpz, at the start of the compression stroke and, as a result of the expansion of the charge during the intake stroke, the scavenging pressure is greater than this pressure by such a quantity that the scavenging can be done effectively against the mean exhaust back-pressure existing in an exhaust conduit into which the exhaust from all the cylinders of a multi-cylinder engine discharges.

According to a feature inherent in compressors driven by a gas turbine, the higher the pressure, the greater the difference existing between the pressure at the discharge of the compressor and the pressure of the gases admitted into the turbine, the pressure of which is equal to the exhaust back-pressure. Thus, when the effective pressure at the discharge of the compressor is approximately 0.358 hpz, the effective exhaust back-pressure can be approximately 0.251 hpz. With the same turbocompressor efficiency, the effective exhaust back-pressure will be approximately 9.97 hpz, when the pressure at the discharge of the compressor is increased to the value of approximately 1.326 hpz. The difference between the pressures prevailing in the air manifold and in the exhaust manifold, respectively, has increased from 0.107 to 0.330 hpz, approximately.

As the load drops, the quantity of injected fuel is reduced and the temperature at the exhaust drops, which results in a reduction of the speed of the turbine, and the pressure at the discharge of the compressor follows the air pressure curve at the intake in the manifold (fig. 12). When the pressure drops in this way, the temperature of the air also drops. If it is, for example, approximately 137.8°C under full load when the pressure is approximately 1.290 hpz, this temperature is only 82.2°C at half-charge, when the pressure is approximately 0.573 hpz. Thus, if the heat exchanger providing the cooling is adjusted for full load, the compression temperature is too low when the load is reduced.

This is why, according to this invention, facilities are provided to automatically control the cooling by reducing the drop in pressure by

expansion in the cylinder during the intake stroke as a function of the variation of the load.

For example, as represented in fig. 12, the intake valve closes at  $42^\circ$  before the bottom dead-center, which brings about an expansion from approximately 1.290 hpz to approximately 0.574 hpz, with the temperature drop resulting therefrom being approximately  $33.3^\circ\text{C}$ . The closing of the intake valve is delayed progressively and automatically up to the position corresponding approximately to the half-load and, for all the lower charges, the cylinder is completely filled with air and the engine operates without a pressure drop caused by expansion or temperature.

Although it is preferable to use this method consisting of controlling and causing the cooling of the internal expansion to vary, the operation of the engine according to this invention can be controlled by making the compression or volume ratio vary as a function of the charge. This result is achieved by keeping the intake valve open throughout the intake stroke and during part of the following compression stroke. Then, during the same stroke, the intake valve closes automatically, with the air charge and pressure in the manifold rising simultaneously. Under full load, the effective pressure of the compressor air may be approximately 1.290 hpz, as in the preceding example. The air that fills the cylinder is at this pressure and, when the piston begins its upstroke, the intake valve or the exhaust valve, or other valve-controlled ports remain open, which makes it possible to expel part of the charge in the cylinder. At a certain point of the upstroke, all of the cylinder's valves close and the compression phase begins. This can, for example, take place at a point where the volume ratio is reduced to 10.

The compression pressure is then approximately 50.19 hpz and the temperature approximately  $784^\circ\text{C}$  abs. This pressure and this temperature are the same ones obtained when the intake valve closes before the bottom dead-center so as to expand the air from a pressure of approximately 1.290 hpz to a pressure of approximately 0.574 hpz when the compression starts at the bottom dead-center.

As the load is reduced and the pressure of the air leaving the compressor drops, the intake valve is forced to close sooner, which causes the compression or volume ratio to increase as the pressure of the air coming from the compressor

falls. It follows that, therefore, within an extended range of charges, the combined compression ratio of the compressor-and-engine assembly is constant for the most part, so that the pressure and the temperature of the air within the cylinder also remain unchanged for an extended range of charges.

The directions according to which the pressure of the air admitted into the cylinder is exerted during the intake and compression strokes are represented in fig. 12. In this example, the compressor supplies the cylinder with air under a pressure of approximately 1.290 hpz. When the intake valve is adjusted to close before the bottom dead-center, the pressure is exerted following the ABCDI path. The compression phase starts when the pressure reaches point C, and this pressure reaches the value I at the end of the stroke. When the load is reduced and the pressure drops, for example, to approximately 1.362 hpz, the pressure is exerted in the direction GCDI. The compression phase starts at the same point as under full load and the compression pressure reaches the point I as before. When the intake valve is adjusted to close at different points located after the bottom dead-center in order to adjust the volume ratio according to the load imposed on the engine, the pressure is exerted following the path AEFDI. A part of admitted gas is taken from E to F, so that the pressure I, which is desired for the compression, is attained.

When the load is reduced and the pressure drops, for example, to approximately 0.717 hpz, the pressure is exerted following the path GHDI, with the pressure I to be obtained for the compression having been attained by transferring a small quantity of the admitted gases by closing the intake valve sooner during the upstroke.

For all the loads imposed on the engine, when the pressure prevailing in the air manifold is greater than the pressure at C, the compression pressure and temperature are for the most part constant. The result is a high thermal efficiency and a fast acceleration of the engine without producing smoke.

In the engine embodiment represented in fig. 10, the exhaust valve 15 allows the combustion products to flow through the duct 17, the manifold 50, the duct 51 and, through the rotor 52 of the turbine operating with the exhaust gases, the exhaust port 53. The turbine rotor 52 drives the

shaft 54 which, in turn, drives the rotor 55 of the compressor, taking air to the engine, along the direction of the arrows, causing this air to flow inside the shell of the compressor or blower 57 and, thence, through the manifold 58, to the intake duct 16, whose intake valve 14 may be open or closed under the conditions that will be described below.

The intake valve 14, which includes a spring 59, an adjustable push rod 60, a rocker arm 61, a rocker-arm control rod 62 and a cam follower 63, is actuated by the cam 64 fitted on the cam shaft 65, driven by the crankshaft by means of any appropriate link unit. In this case, it is on the timing of the intake valve that the automatic control is exerted, which changes the degree of cooling applied to change the internal expansion caused within the engine in order to control the characteristics of the intake phase. The timing of the intake valve is changed by an angular displacement according to the angle A-C of the cam follower 63 in relation to the axis of the shaft 65.

The mechanism that makes it possible to obtain this result depends, in the example chosen, on the pressure of the air supplied by the turboblower, which, in turn, depends on the exhaust temperature, which depends on the load applied to the engine. The duct 66 joins the shell 57 of the blower to the cylinder 67. The cylinder 67 contains a piston 68 pushed upward by the spring 69. A pad 70, placed in the cylinder, limits the upstroke of the piston 68. A sleeve 72 guides the piston rod 71. It is the atmospheric pressure that is exerted on the lower face of the piston 68. The fulcrum pin located at the bottom end of the piston rod 71 cooperates with a slot 74 made in the bell crank 75. The bell crank 75 pivots at 76 on the link component 77, which, in turn, pivots on a control rod of the valves 78 which have balanced piston valves 79 and 80, housed in the cylindrical valve case 81. The hoses 82 connect the top and bottom ends of the valve case to the atmosphere. The control rod of the valves 78, as it moves, moves through a stuffing box 83. The hose 84 is connected to the engine's lubricating system and it is subjected to the pressure prevailing in this lubrication system. It terminates in the cylindrical case 81. A hose 85 controlled by the face of the valve 80 connects the cylinder 81 with the top end of the cylinder 86 in the region located above the

piston 87 housed in this cylinder. The hose 88 controlled by the face of the valve 79 connects the cylinder of the valves 81 with the engine cylinder 86 in the region located below the piston 87. The piston 87 has a piston rod 89 that pivots at 90 on the bell crank 75. Furthermore, the rod 89 has a rack 91 meshed with a pinion 92 that has an eccentric 93 fitted on a shaft 94, so that the longitudinal movement of the rack 91 can cause the pinion 92 to rotate and thus cause the eccentric 93 to revolve in the fork 95, with the outer end of this fork pivoting at 96 on the fulcrum pin of the cam follower 63.

If the parts are taken in the position they occupy in fig. 10, as the load imposed on the engine increases, the speed of the turbine also increases, as well as the pressure of the air in the shell 57, thus overcoming the resistance put up by the spring 69 and forcing the piston 68 to descend. The result of this is to force the valves 79 and 80 to move downward, thus connecting the top end of the cylinder 86 with the atmosphere, by subjecting the bottom end of the cylinder and the piston 87 to the lubricating oil pressure. The result of this is to cause the piston 87 to rise, turn the pinion 92 to move the cam follower 63 to position A, thus modifying the lead angle of the intake cam to cause the closing moment of the intake valve to advance as a function of the increase of the air pressure and as the charge increases. Of course, as a result of the downward movement of the piston 87, the bell crank 75 returns to a neutral position, closing the valves 79 and 80, as well as the ducts 88 and 85, and the device is locked and kept in the appropriate position until a change in the pressure of the air occurs.

When the load drops, the movement takes place in the opposite direction and the follower 63 goes back to the position C, so as to delay the closing moment of the intake valve, thus again compensating for the pressure reduction, so that the temperature and the pressure at the start of the compression stroke return to normal values.

If desired, it is possible, instead of using the air pressure prevailing in the blower, to make use of the regulator to supply the energy necessary to change the timing of the valve, so that the same device can also be used to control the intake valve or the exhaust valve, or even both of these valves, or else a separate auxiliary valve, if desired.

In the engine represented in fig. 4, an engine that operates according to the Beau de Rochas cycle, 30 designates a cylinder and 31 the piston. The cylinder head 32 contains an intake port 33 and an exhaust port 34 made in this cylinder head. The intake duct is controlled by an intake valve 36 and the exhaust port by an exhaust valve 37. The engine includes a manifold 39 connected to the intake duct 33 and a compressor or blower 40 of any suitable type compresses the air and sends it to an air cooler 41. In an engine of this type, a spark plug or other ignition device 43 is provided at the cylinder bottom and fuel can be conveyed either in the intake duct 33, by means of an injector or other suitable fuel intake device 44, or else the fuel can be admitted directly into the cylinder by a fuel injector 45. In figs. 5 and 6, the same letters as those used in fig. 2 are used to mark out the different phases, and the letters used in the pressure-volume diagram represented in fig. 7 are the same as those that are used in fig. 3 to indicate similar conditions:

- a* refers to the intake opening;
- b*, the closing of the exhaust;
- c*, the closing of the intake;
- d*, the opening of the exhaust.

The arc *c-e* corresponds to the expansion and the arc *e-f* to the compression.

In the engine operating according to the Beau de Rochas spark-ignition cycle, the compression or volume ratio is limited by the fact that the fuel, which is normally gasoline, is capable of igniting spontaneously. The spontaneous ignition temperature and the rate of ignition of gasoline are expressed by an octane number. Fuels with a high octane number have higher ignition temperatures and slower ignition rates than fuels with a low octane number.

Accordingly, if the octane number is raised, higher volume ratios and a greater power per volume unit can be used.

The temperature prevailing at the end of the compression in an internal combustion engine increases as a function of the volume ratio according to the formula  $T_2 = T_1 \times (V_1/V_2)^{\gamma-1}$ , a formula already mentioned above. It is currently a common practice to control  $T_2$  by choosing the volume ratio  $V^1/V^2$ . Thus, if a fuel with a lower octane number is chosen, the result would be to create, in a given engine, pre-ignition and pinging phenomena, conditions that are corrected by

lowering the volume ratio  $V^1/V^2$  until a reduction in the temperature  $T_2$  occurs, down to a value for which the low-octane fuel does not produce pre-ignition or pinging phenomena.

An examination of the formula shows that the compression temperature  $T_2$  can also be reduced by reducing  $T_1$ , the temperature that prevails at the start of the compression phase, the value of which can be calculated for any set of conditions, and it is shown that this temperature  $T_1$  is equal to the sum of the temperature of the charge admitted into the intake manifold  $T_{mf}$ , the temperature rise due to contact with the hot surfaces of the cylinder during the intake stroke,  $t_{ch}$ , and the temperature rise due to mixing with the residual gases remaining in the clearance space at the end of the preceding exhaust stroke,  $t_{rh}$ . Thus,  $T_1 = T_{mf} + t_{ch} + t_{rh}$ . In an engine operating without a compressor, i.e., taking the necessary air directly from the atmosphere and in which the prevailing pressure in the intake manifold is at atmospheric pressure or a value very close to it, there is normally little reason to reduce  $T_{mf}$  by cooling, because this temperature is low.  $t_{ch}$  is determined by the design of the engine's cooling system and  $t_{rh}$  is determined by the volume of the clearance space and the temperature of the residual gases.

The arrangements that have been described include facilities for evacuating the residual gases in an engine in which the initial compression pressure falls within any predetermined or desired value and zero. According to this invention, provision is also made for using facilities to lower the temperature of the intake air before it enters the cylinder. This temperature drop may be obtained when the compressor is working under high pressure and at a high temperature, so that the facilities provided to lower the initial compression temperature  $T_1$ , so that this temperature will be lower by any desired quantity than the temperature at which the air is admitted into the intake manifold, will create a new engine operating cycle in which the stroke that follows the exhaust stroke becomes an intake and expansion stroke.

If this invention is applied to a cycle that does not include a scavenging phase, the fuel can be admitted by means of an injector 44 (fig. 4), because the angle *a-b* (fig. 5) corresponding to parts of partially concomitant successive phases is so weak or (nil) that no part of the air-fuel mixture can escape from the manifold 33 to the exhaust

port 34. The compressor 40 supplies air under pressure, which flows through an air cooler 41, reaches the manifold 39, and flows from there to the cylinder 30, when the valve 36 is open. At point *c*, the intake valve 36 closes and the pressure in the cylinder drops according to a polytropic expansion from *c* to *e* in order to attain a pressure  $P_1$ , which is the initial compression pressure for the stroke *e-f*.

The temperature  $T_1$ , prevailing at the start of a the compression stroke, will be equal to

$$T_1 = (T_{mf} + T_{ch} + T_{rh}) = X(P_1 P_2)^{0.283}$$

The drop in the temperature  $T_1$ , obtained by means of the application of the arrangements contemplated by the invention, appears more clearly in an example. If an engine operating with a volume ratio of 6/1 is supplied by a compressor in the traditional way, the temperature prevailing in the manifold will be approximately 54.4°C (admitting that the intake temperature in the blower is approximately 32.2°C).

Under full load, with the temperature of the residual gases being approximately 704°C, the rise of the temperature  $T_{rh}$  is approximately 41.7°C, and the temperature rise of the cylinder  $T_{ch}$  is approximately 44.4°C. Thus,  $T_1 = 54.4 + 41.7 + 44.4 = 140.5$  approximately, in centigrade degrees (414°C abs., approximately).

On the other hand, if the cycle according to this invention is adopted, the effective pressure at the discharge of the blower is taken to, for example, approximately 1.054 hpz ( $P_2$ ). If the air admitted into the blower is at a temperature of approximately 32.2°C, the temperature at the discharge of the blower then becomes approximately 104.4°C. This temperature could be dropped to approximately 48.9°C, in the cooler 41 placed in the intake manifold. The temperature at point *e* (fig. 5) would then be approximately 48.8 + 41.6 + 44.6 = 135, in centigrade degrees (408°C abs., approximately). As a result of the expansion of the effective pressure, from approximately 1.054 hpz to 0.215 hpz, this temperature drops to:

$$(135^\circ\text{C} + 273^\circ\text{C}) \times \frac{(17.7)^{0.283=353}}{(29.4)} \quad (80^\circ\text{C})$$

This corresponds to a temperature drop from 393°C abs., by compressing the air according to

the traditional method, to 80°C, when the cycle according to this invention is applied.

With a polytropic coefficient of 1.35, the temperatures prevailing at the end of the compression phase would be 504°C and 593°C, respectively.

Accordingly, when the cycle according to this invention is applied, a fuel with a lower octane number can be used in an engine. Or, in other words, if fuel suitable for operating at a compression temperature of 504°C is used, the volume ratio in the engine applying the operating cycle according to the invention could be raised to an 8.5/1.

This increase in the volume ratio results in a reduction of the heat input  $t_{rh}$ , supplied by the residual gases, from 24.4°C to 8.9°C [sic], as a result of the reduction of the volume of the clearance space, with the heat efficiency also increased from 51 to 58%.

The example given above shows the improvement achieved when the cycle according to this invention without scavenging is used. An even greater improvement is obtained when the opening phases of the intake and exhaust valves (fig. 6) partially overlap each other, and if sufficient air is admitted through the valve 36 during this period to drive out the residual gases through the exhaust port 34. By this means,  $T_1$  is reduced by a value equal to the heat rise  $t_{rh}$  provided by the residual gases, which, in the above-mentioned example, reduces  $T_1$ , from 85°C without scavenging, to 49°C with scavenging. To prevent the loss of fuel, the scavenging system requires the fuel to be injected either into the intake manifold by the injector 44 (fig. 4) or directly into the cylinder by the injector 45, following point *h* of the diagram represented in fig. 6.

One additional advantage that can be obtained by means of the application of the arrangements according to this invention lies in the fact that the load imposed on the engine can be increased considerably without increasing the mean temperature of the cycle. If the mean temperature of the cycle,  $T_m$ , of an engine operating under a low volume ratio and for which the temperature  $T_1 = 385^\circ\text{C}$  is, under full load, 615°C, the ratio  $T_m/T_1 = 2.2$ . If, by application of cooling by expansion according to this invention, the temperature  $T_1$  is reduced to 85°C, the ratio  $T_m/T_1$  corresponding to



the mean temperature of the cycle under full load of  $871^{\circ}\text{C}$ , would be 2.48 and, at the temperature of  $615^{\circ}\text{C}$ , the effective mean pressure would be increased by 37%.

If, in this engine, operating for example with a volume ratio of 5.5, the gases in the clearance space are scavenged, the result would be a reduction of the temperature of  $T_1$  of approximately  $47.2^{\circ}\text{C}$ . By combining the effects of cooling and scavenging, a temperature  $T_1 = 293.3^{\circ}\text{C}$  and a ratio  $T_m/T_1 = 2.857$  for a mean temperature of the cycle of  $615^{\circ}\text{C}$  would be obtained. The result would be an increase of approximately 70% of the effective mean pressure.

It is a well-known fact that high temperatures pose a serious problem in the operation of gasoline engines according to the modern design Beau de Rochas cycle. So it is that it is not possible to burn all of the air contained in the cylinder without bringing into play costly facilities, such as enriching the mixture or injecting water.

The application, according to this invention, of expansion caused by cooling makes it possible to reduce practically the mean temperature of the cycle, as proven by the examples above, so as to achieve any desired temperature by using a cooling medium, such as water or atmospheric air, regardless of the temperature at which these components can be obtained.

Fig. 8 represents a pressure-volume diagram of a traditional diesel engine with a compressor, with this diagram being delimited by solid lines and covered by solid-line hatch marks.  $P$  is the pressure supplied by the compressor,  $P_0$ , the exhaust back-pressure, and  $P_{at}$  corresponds to atmospheric pressure. The solid-line tracing of fig. 9 represents the temperatures corresponding to a traditional diesel engine during the intake stroke, the compression stroke teams and the stroke combining intake and expansion, with  $T_m$  representing the intake temperature; this diagram of the pressures and temperatures can represent the maximum load that can be driven by a given engine without exceeding the maximum admissible temperature. It is seen that the temperature rises as the compression is raised and the load is increased.

In fig. 8, the increase of the air contained within the pressure-volume diagram, obtained when the engine is made to operate according to the invention, is represented by the dotted lines. In

fig. 9, the corresponding temperatures for the same engine operating according to the invention are also represented with dotted lines. Thanks to the application of the devices according to this invention, a given cylinder may be subjected to a stronger load at a lower temperature of the gases, or without exceeding the temperature level existing in the engine, if its compressed air supply is provided according to the traditional method. This appears in fig. 9 where the intake temperature is represented by  $T_m$ , as in the traditional engine. However, while in this engine, the same temperature  $T_1$  is kept at the start of the compression stroke, in the improved cycle according to this invention, the charge introduced into the cylinder expands polytropically from pressure  $P_2$  to pressure  $P_1$  at the end of the intake stroke, and this results in a reduction of the temperature of the charge, which drops from  $T_m$  to  $T_1$  according to the precise laws of thermodynamics. This reduction of the initial compression temperature lowers the compression phase temperature, as well as the temperature prevailing at the end of the combustion effected under constant volume at pressure  $P_3$ . It is seen, accordingly, that the terminal part of diagram P-V can be extended from point  $C_1$  to point  $C_2$  without thereby exceeding the maximum temperatures imposed on the gas in the traditional cycle for which the phase end has been delayed, which is obtained by admitting a larger quantity of fuel and which produces, for the diagram P-V, a higher effective mean pressure. Accordingly, greater power is produced because of this.

The different principal elements of the cycle according to this invention are shown on the graph in fig. 11. The lines  $av$  and  $rt$  traced on the direction-dependent circle (arrow) correspond respectively to the lead and delay positions of the intake valve. The curves have the following meanings:

I indicates the rate of the temperature drop in the cylinder; II, that of the variation of the opening angle of the intake valve; III, that of the variation of the air pressure in the intake manifold; with part IIIa as well as curve IV corresponding to the pressure of the air in the cylinder at the start of the compression stroke. The closing angle of the intake valve is measured on the crankshaft, with the angular distance taken in degrees counted from

0 to 60° before dead-center, and from 0 to 20° after dead-center.

Figs. 13 et seq., which relate to a two-stroke engine, represent a two-stroke engine with parallel flow scavenging. The piston 101 is fitted in the cylinder 102 so that it will move therein with a reciprocating motion. In the position represented in the figure, this piston is at its bottom dead-center, with the ports 103 that bring in the scavenging and supercharging air uncovered by the piston so that the air from the circular scavenging chamber 104 can flow in the cylinder in the region located above the piston. The cylinder head has one or several exhaust valves 105 through which the exhaust gases can exit into the exhaust duct 106. The mechanism actuating the valves is represented schematically. It is sufficient to state that this mechanism actuated by the engine's crankshaft opens and closes the exhaust valves. When these exhaust valves are open just before the piston reaches its bottom dead-center during the power or expansion stroke, a pressure drop occurs in the cylinder. The exhaust gases flowing through the port 106 when the piston ends its downstroke exposing the ports 103, the scavenging air, which is at a higher pressure than the exhaust pressure prevailing in the duct 106, enters at a great speed into the cylinder and rises in this cylinder to drive the combustion products out of the cylinder. When the piston rises to close the ports 103, the scavenging air supply is stopped. The piston continues its movement to expel the exhaust gases through the exhaust valves until they are closed. At this point of the cycle, since the piston has already moved upward so as to occupy a position beyond the scavenging ports so as to close them, the final stage of the compression phase begins.

The primary purpose of this invention is to control the moment when this final compression phase begins.

The compressor 107 can be driven by a separate engine or by the engine's crankshaft. It admits the air in the direction indicated by the arrow and sends it through the duct 15 on the suction side of the compressor 108, constituting the second stage of compression. This compressor 108 is driven by the gas turbine 109. The gas turbine 109 is driven by the exhaust gases exiting the cylinder through the duct 106 and discharges them to the atmosphere through the discharge port 110.

A cooler/heat exchanger 111 is placed between the compressor 108 and the duct 112. The duct 112 communicates with the circular scavenger air box 104 so that the scavenging air is compressed in the first compression stage, then in the second stage, which raises the pressure as well as the temperature; it is then cooled in the intermediate cooler and it is this very compressed and cooled scavenging air that is supplied to the cylinder.

Generally speaking, this arrangement is traditional. It is usual to provide suitable facilities to achieve in the air intake conduit a scavenging pressure higher than the exhaust pressure, and turbocompressors driven by the exhaust pressure have long been known, likewise for the intermediate cooler. The important point is that there is a thermal limit to the scavenging pressure and when the scavenging pressure exceeds a certain point, the temperatures, under normal operating conditions, reach a value that is too high. This is why, according to this invention, the timing of the exhaust valves is done in such a way that, instead of causing the compression to start when the scavenging ports are closed by the piston, this compression phase is delayed and only takes place during part of the piston's upstroke. For example, the compression only starts when the piston reaches the dotted line 116 indicated in fig. 13. For this, it merely suffices to suitably time the exhaust valves.

Under these conditions, the compression starts at 116, a higher point in the piston stroke than usual, and the pressure is not allowed to rise between the moment when the ports 103 are closed and the moment when the point 116 is reached, with the gases in the cylinder having been discharged toward the exhaust at such a rate that the result of the piston's movement is to drive them out without, however, increasing the pressure in the cylinder. To be certain of this, the section offered to the flow of the gases at the moment when the valves are raised must be determined and the valves must be timed in such a way that the pressure will not drop to the pressure prevailing in the exhaust conduit. This pressure must preferably remain equal to the scavenging or supercharging pressure until the moment when the compression starts.

Fig. 14 represents a device that maintains in the clearance space the necessary temperature

when the temperature and the pressure of the air supplied by the turbocompressor drops at the same time as the load applied to the engine. The air coming from the compressor 108 flows through a valve 125, the position of which can be made to vary to direct the air in such a way as to cause it to flow through the air cooler 126 or the heater 127, or else in such a way as to divide the air current so that one part flows through the cooler and another through the heater in the proportions necessary to obtain the desired temperature for the air entering the cylinder.

Although the same temperature variation can be obtained by using a single heat exchanger in which the temperature of the cooling agent would be raised or lowered in order to heat or cool the supercharging air, a device of this type would operate with a considerable delay and the temperature of the air would not quickly follow the variations of the load applied to the engine.

By using the two heat exchangers represented, the air cooler has a cooling agent in a constant quantity and at a constant temperature that provides the required cooling when all of the air flows through it under full load. The heater has a heating agent in a constant quantity and at a constant temperature that provides the required heating when all of the air flows through it when operating under no load. The system operates practically without delay and as quickly as the valve can be made to operate.

Under these conditions, the start of the compression of a cylinder can be placed at the same point of the compression stroke for all of the loads imposed on the engine. The pressure and, accordingly, the mass of the quantity of air in the clearance space at the end of the compression stroke will vary in proportion to the absolute pressure of the supercharging air. However, the air is provided in abundance in relation to the reduced quantity of fuel, which drops for no load operation to approximately 1/5 of the quantity provided under full load, while, for no load operation, the mass of air supplied is approximately half of that supplied under full load.

The device represented in fig. 19 indicates a suitable method for controlling the exhaust valves in such a way as to cause the moment of the closing to vary or to control it, according to the pressure of the scavenging air.

Although maintaining the pressure and the temperatures at a constant level of the compression has been fundamentally envisaged, it is very likely that it will be necessary to increase the temperature when the load imposed on the engine drops. Perhaps when, under full load, the air is cooled to approximately 43°C, it may be necessary to heat it to approximately 60°C or higher for no load operation in order to compensate for the higher heat loss when air of a weaker density is compressed. The mere fact of diverting the air in such a way as to prevent it from flowing through the cooler may not be sufficient because, when the temperature of the ambient air is low, the air supplied by the compressor driven by the engine may be at a temperature of 10 or 15°C. The air heater may be supplied by hot water from the cooling system of the engine, but for cold starting, an additional source of heat may be necessary. There is nothing abnormal in heating the water jackets of the engine before starting in cold weather; this, therefore, does not pose a new or exceptional problem.

Fig. 19 shows an exhaust valve 105 control mechanism. The camshaft 131 is driven by the engine's crankshaft and it has a valve opening cam 132 and a closing control 133. The follower 134 cooperates with the cam 132 where it is held in position by arms 136 of a rocker arm pivoting on a pivot shaft 137. The push rod 138 is fastened to the arm 139 of the valve actuating lever by a pin 140. The arm 139 rocks on a journal 141 that forms a unit with the lever 142, which in turn can freely rock on the journal 143 provided on a fixed support 144. The follower 135, which, in order to operate, rests on the cam 133, is supported in the lever arm 145, which rocks on a pin 146 of a crank 147. The outer end of the arm 145 has a stud 148 to which the push rod 149 is fastened. The top end of the push rod 149 is connected to the lever 142 by the pin 150.

In fig. 21, the line *a* indicates the angular position of the crankshaft for which the side 151 of the cam 132, corresponding to the opening of the valve, begins to move the follower 134 upward to open the valve 105 at the end of the expansion stroke of the piston 101. The journal 141 of the lever 142 is in its lowest position indicated by the line J-K, while the followers 135 are at the top of the concentric part of the cam 133.

With the pin 146 fitted on the crankshaft flange 147 in the middle position represented, the rotary motion of the camshaft 131 forces the follower 135 to drop onto the neutral part of the cam 133 when the line *m* is vertical. This movement raises the journal 141 of the lever 142 to the position indicated by the line *h-l*. The end of the levers 139 that controls the valves is then raised in a movement that takes it away from the end of the valve 105, causing this valve to close by means of the spring 153.

In the middle position, as represented, the valve 105 closes at point *c* (fig. 21). This position is the middle position of the crank 147. By making the crank 147 turn, the pin 146 can be made to advance to the position *p*, which forces the valve 105 to close at point *d*, for which position the piston closes the scavenging port 103. This position corresponds to the no load operation and the maximum volume ratio of 31.6, as represented in fig. 18. If the movement of the crank 147 is delayed to place the pin 146 at the position *r*, the valve 105 is forced to close later, at point *f* (fig. 21). This is the position corresponding to the maximum delay of the crank 147.

When the follower 135 is again raised by the inclined part 156 of the cam 133, the follower 134 moves downward at the same rate by following the descending slope 154 of the cam 132. The valve 105 thus remains closed to open again when the inclined part 151 of the cam 132 raises the follower 134.

The position of the crank 147 can be adjusted with the help of a hand-controlled separate lever, or else this lever can be associated with the device that controls the quantity of fuel in order to operate at the same time as the latter. The crank 147 may also be controlled automatically to cause the closing angle of the valve 105 to vary as a function of the pressure of the air used for scavenging and for supercharging by the compressor.

#### SUMMARY

The purpose of this invention is a new industrial product consisting of an internal combustion engine characterized by the following points taken separately or in combination:

1. Facilities automatically slaved to the operating variations of the engine, making it possible to change the compression ratio;

2. The above-mentioned device is capable of changing the moment when an intake valve closes;

3. The engine includes a device used to compress the supercharging air to supply it to the engine, with this engine having intake valves capable of controlling or acting on the flow of the air, with this device being capable of causing the timing of this valve to vary automatically as a function of the variations of the load in order to cause the quantity of air provided to the engine to vary;

4. The engine has a separate device slaved to the temperature of the exhaust gases to act separately on the supply of air to the engine;

5. The engine includes exhaust and intake valves and a fuel injection device, a turboblower driven by the exhaust gases from the engine, with the aforesaid automatically slaved facilities being capable of acting on the operation of the valves to cause the compression ratio to vary as a function of the variations of the load borne by the engine;

6. The engine includes a cylinder, a piston and a supercharging compressor, with the aforesaid automatically slaved facilities being capable of controlling valves associated with the cylinder to cause the compression ratio to vary as a function of the changes in the engine's operating conditions;

7. The engine includes an intake valve placed in an air conduit between the compressor and the cylinder, with the aforesaid automatically slaved facilities being capable of causing the time when the intake valve closes to vary so that the internal cooling can be made to vary by means of the expansion produced in the cylinder as a function of the changes in the engine's operating conditions;

8. The facilities used to control the operation of the valves are capable of forcing the piston to reduce the pressure and the temperature of the air within the cylinder during the intake stroke, with these control facilities having a device to force the piston to then raise the temperature and the pressure of the air up to the point of ignition of the fuel, as well as a device to cause the temperature of the air within the cylinder to vary as a function of the variations of the load borne by the engine before this air is compressed;

9. The engine includes a piston and a device to supply a cylinder with fuel, a device to supply the cylinder with air under a pressure greater than atmospheric pressure, and it is characterized by a

device used to cool this air before it reaches the cylinder, a device to reduce the pressure of the air within the cylinder and to compress it within the cylinder, and a device to cause the effect produced by the cooling device to vary as a function of the variations of the load borne by the engine;

10. The engine includes a device to cause the volume and the pressure of the air supplied to the cylinder to vary as a function of the variations of the temperature of the exhaust gases;

11. An internal combustion engine comprising a piston fitted in such a way as to be able to move within a cylinder according to a reciprocating motion, a device to supply a cylinder with fuel, intake, and exhaust valves capable of opening and closing as a function of the movement of the piston, with this engine characterized by: a device actuated by the exhaust gases coming from the engine to compress the air intended for supercharging, a device for cooling the compressed air and taking it to the intake valve, and a device actuated automatically as a function of the variations of the load borne by the engine to modify the time when the intake valve closes;

12. The engine includes facilities actuated automatically as a function of the pressure of the air supplied to the intake valve to modify the time when the intake valve closes;

13. The intake valve is capable, under full load, to close at a point of the engine's cycle before the end of the piston's selection stroke;

14. The engine includes a device actuated automatically as a function of the variations and the load borne by the engine to increase the length of time the intake valve remains open as the load increases;

15. The engine includes a device actuated automatically, when the pressure of the supply air falls, to increase the length of time the intake valve remains open;

16. An internal combustion engine comprising at least one cylinder and one piston device to supply under pressure the scavenging air to a scavenging port, with this engine characterized by: a device to cool this air before it reaches the scavenging port, a device to open and close the scavenging port at a given point of the engine's cycle, and a device to cause the moment when an exhaust port closes to vary as a function of the variations of the load borne by the engine;

17. The device used to provide the scavenging air is capable of varying in accord with the variations of the load borne by the engine;

18. The device controlling the closing of the exhaust port is capable of varying in accord with the variations in the pressure of the scavenging air;

19. The engine includes an air compressor driven by a turbine which is, in turn, driven by the engine's exhaust gases, a conduit connecting the discharge of the air compressor to the scavenging ports, with this engine characterized by the fact that the conduit comprises an air-cooling device and an air-heating device, both in parallel, and includes a device to cause the section offered to the air flow in each one of them to vary;

20. The device mentioned in item 19 causes the proportion of the air flowing through the cooler and through the heater to vary as a function of the variations of the load borne by the engine;

21. The engine includes an additional device associated with the compressor driven by a turbine to compress the scavenging air;

22. An internal combustion engine including: a cylinder, a piston, intake and exhaust ports, a device for bringing the fuel to the engine and a device for monitoring the relative positions of the piston and the ports so that the operating cycle of the engine includes intake, compression, drive and exhaust phases, with this engine characterized by facilities that serve to use the exhaust gases of the engine to compress the scavenging air, facilities to cool the compressed air and to control its admission into the cylinder in such a way that, under full load, the scavenging air is admitted into the cylinder during only one part in the intake phase and as the pressure of the scavenging air drops, the part of the intake phase during which the air enters the engine increases;

23. An internal combustion engine of the self-igniting type, comprising a cylinder that includes intake and exhaust ports, facilities to open and close these ports and to compress and expand gases in the cylinder, and facilities to inject fuel into the cylinder, a turboblower driven by exhaust gases from the cylinder and capable of bringing into the cylinder air under pressure greater than atmospheric pressure, with this engine characterized by a device to cool the air before it reaches the cylinder, and a device to cause the quantity of air admitted into the cylinder to vary as

a function of the variations in the quantity of air delivered by the turbocompressor.

Another purpose of this invention is a new process for using fuel in a self-igniting internal combustion engine according to which the air cooled and taken to the engine is precompressed, with this process being characterized by the following items considered separately or in combination:

24. The compression ratio is made to vary as a function of the variations of the load borne by the engine; the air in the engine is compressed to a temperature sufficient to ignite the fuel; fuel is injected to obtain its combustion in the cylinder and then the combustion products from the cylinder are discharged and the temperature of the air within the cylinder is made to vary, before it is compressed, as a function of the variations of the load borne by the engine;

25. The pressure and the temperature of the air within the engine are reduced before this air is compressed in the engine;

26. The quantity and the pressure of the precompressed air are made to vary as a function of the temperature of the combustion products discharged from the engine;

27. Since the operating cycle includes intake and compression phases, the engine's exhaust gases are used to compress the supercharging air; the compressed air is cooled and it is taken to the engine during a part of the intake phase and the quantity of supercharging air supplied to the engine is made to vary inversely from the variations of the load borne by the engine so that, as the load diminishes, the quantity of compressed supercharging air in the engine during the compression stroke increases;

28. The compressed air is cooled and, under full-load conditions, it is taken to a cylinder through an intake port for only a part of the intake stroke of the piston and the part of the stroke is increased during which the supercharging air is admitted to the extent that it diminishes the pressure of the supercharging air supplied to the cylinder;

29. The compressed air is cooled and the cooled compressed air is admitted into the engine; this air is then compressed in the engine and fuel is then burned in the presence of the compressed air; the products of the combustion are then expanded and they are discharged in the form of exhaust

gases by repeating the cycle and by causing the time during which the compressed air is admitted into the engine to vary as a function of the pressure variations produced in the compressed air by the exhaust gases, by causing the expansion of the part of the cycle during which the compressed air is admitted into the engine to vary as a function of the pressure variations of the air compressed by the exhaust gases, and by causing the quantity of compressed air admitted into the engine to vary as a function of the pressure variations communicated to this compressed air by the exhaust gases;

30. In the case of a self-igniting four-stroke engine, in which the air is precompressed to a pressure greater than atmospheric pressure, where the precompressed air is cooled and where it is forced to enter a variable-volume combustion chamber or enclosure, the volume of the chamber is increased independently of the pressure prevailing therein while continuing to inject into it the cooled precompressed air; then a preset quantity of the precompressed air is taken to this chamber; the cooling of this air is further promoted by continuing to increase the volume of the combustion chamber, independently of the pressure prevailing therein, while preventing the admission of any supplementary air; the volume of the chamber is then reduced to the minimum to heat the air contained therein; fuel is injected into the heated air; the fuel is made to burn to increase the pressure in the combustion chamber; the volume of the chamber is increased to the extent that this pressure increases; the combustion products from this chamber are discharged by reducing the volume of this chamber independently of the pressure prevailing therein, and then the cycle is reproduced;

31. During the course of the injection of cooled precompressed air into the aforementioned enclosure, a part of the precompressed air is allowed to escape from this enclosure, while a preset quantity of the precompressed air is kept in this enclosure;

32. In the case of an internal combustion engine operating according to a two-stroke cycle, the quantity of scavenging air taken under pressure to the cylinder of the engine is made to vary as a function of the temperature variations of the exhaust gases; the temperature of the scavenging air is made to vary before it enters the cylinder of the engine as a function of the variations of the

load borne by the engine, the compressed air is provided to the cylinder used for scavenging at the end of the power stroke and at the start of the compression stroke that follows, the supply of scavenging air to the cylinder is interrupted while keeping constant the pressure in the cylinder during a considerable part of the compression stroke, and the air in the cylinder is then compressed;

33. The scavenging air is cooled before it enters the cylinder;

34. The temperature of the compressed air used for the scavenging is made to vary as a function of the variations of the load borne by the engine;

35. The temperature of the compressed air used for the scavenging is made to vary in such a way that the temperature of the air drops as the load increases and vice versa;

36. The moment at which the compression starts is made to vary as a function of the variations of the load borne by the engine;

37. The point of the compression stroke at which this compression starts is made to vary and the temperature of the scavenging air is also made to vary.

Ralph MILLER.

pp.

D.-A. CASALONGA.

---

For the sale of the printed copies, contact IMPRIMERIE NATIONALE, 27, rue de la Convention, Paris (15°).

[see original for diagram]  
No. 1,066,038

M. Miller

4 plates. – Pl. I

Fig. 1

Fig. 2

- a. Opening of the intake
- b. Closing of the exhaust
- c. Closing of the intake
- d. Opening of the exhaust
- c-e: Expansion
- e-f: Compression

Fig. 3

Fig. 4

- a. Opening of the intake
- b. Closing of the exhaust
- c. Closing of the intake
- d. Opening of the exhaust
- c-e: Expansion
- e-f: Compression
- f-d: Power stroke
- d-a: Exhaust stroke
- a-b: Scavenging period

Fig. 5

Fig. 6

Fig. 7

Fig. 8

Fig. 9



[see original for diagram]

No. 1,066,038

M. Miller

4 plates. – Pl. II

Fig. 10

Fig. 11

Angle of closure of the intake valve (measured on the crankshaft)

Angular distance (measured in degrees)

After dead-center – Before dead-center

Delay

Lead

Air pressure in the air intake manifold

Pressure of the air in the cylinder at the start of the compression stroke

Air pressure in hectopièzes

Drop of temperature in the cylinder

Fig. 12

Pressure of

Hectopièzes

Compression

[see original for diagram]  
No. 1,066,038

M. Miller

4 plates. – Pl. III

Fig. 13

Fig. 14

Fig. 15

Fig. 16

[see original for diagram]  
No. 1,066,038

M. Miller

4 plates. – Pl. IV

Fig. 17.

Fig. 18

Combined compression ratio

Volume ratio of the gases in the cylinder

Turbocompression compression ratio

Engine load

Compression ratio of a compressor driven by a separate engine

Fig. 19

Fig. 20

Fig. 21

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☒ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER: \_\_\_\_\_**

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**